

UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ RAFAEL FERNANDES CARNEIRO DA CUNHA

**DESENVOLVIMENTO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO PARA
VEÍCULOS DO TIPO FORMULA SAE**

JOÃO PESSOA

2018

JOSÉ RAFAEL FERNANDES CARNEIRO DA CUNHA

**DESENVOLVIMENTO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO PARA
VEÍCULOS DO TIPO FORMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade Federal da Paraíba como
exigência parcial para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. João Bosco de Aquino
Silva

JOÃO PESSOA

2018

JOSÉ RAFAEL FERNANDES CARNEIRO DA CUNHA

**DESENVOLVIMENTO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO PARA
VEÍCULOS DO TIPO FORMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade Federal da Paraíba como
exigência parcial para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 07 de novembro de 2018

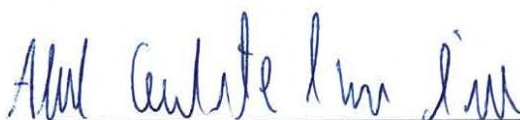
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. João Bosco de Aquino Silva

Orientador

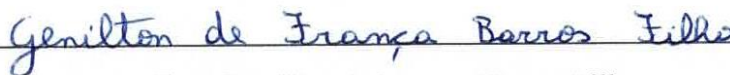
Departamento de Engenharia Mecânica / CT / UFPB



Prof. Dr. Abel Cavalcante Lima Filho

Examinador

Departamento de Engenharia Mecânica / CT / UFPB



Eng. Genilton de França Barros Filho

Examinador

Departamento de Engenharia Mecânica / CT / UFPB

C951d Cunha, Jose Rafael Fernandes Carneiro da.

DESENVOLVIMENTO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO
PARA VEÍCULOS DO TIPO FORMULA SAE / Jose Rafael
Fernandes Carneiro da Cunha. - João Pessoa, 2018.
75 f. : il.

Orientação: João Bosco de Aquino Silva.
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Formula SAE. 2. Suspensão. 3. Sistema de direção. I.
de Aquino Silva, João Bosco. II. Título.

UFPB/BC

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Eduardo e Glória, pois eles foram os maiores apoiadores da minha caminhada. Aos meus irmãos Ana Luiza e Luiz Filipe e à meu sobrinho Davi. À minha namorada Jamille, e à todos os meus amigos.

José Rafael F. C. da Cunha

Agradecimentos

Primeiramente agradeço ao departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba – UFPB, por disponibilizar a estrutura, suporte pessoal e técnico para realizar este trabalho.

Agradeço aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica e do Centro de Energias Alternativas e Renováveis da Universidade Federal da Paraíba. Ao longo dos meus cinco anos de graduação transitei entre os dois centros e, por isso, sou grato pela atenção, carinho e ensinamentos que cada funcionário me deu.

Agradeço ao professor orientador João Bosco, inicialmente como meu professor da disciplina “Elementos de Máquinas I” (período em que criei uma admiração pelo professor e pela engenharia), e posteriormente como meu orientador. E também aos professores do curso de Engenharia Mecânica da UFPB, dentre eles: Koje Daniel, Halane Maria, Abel, Marcelo, Bruno e José Gonçalves.

Agradeço, também, à equipe Formula E UFPB. Pois, foi dentro desta equipe que desenvolvi as melhores características que um engenheiro pode obter, a de trabalhar com pessoas incríveis. Foi dentro desta equipe que desenvolvi todo este trabalho. E foi nesta equipe, também, onde eu tive os momentos mais divertidos da graduação.

Agradeço à toda minha família. Ao meu pai, Eduardo, por ter me dado todo o suporte durante meus primeiros anos de educação até a minha graduação. À minha mãe, Glória, que, além de ter me dado suporte durante meus anos de estudos, foi a minha maior conselheira nos momentos mais difíceis do curso. Aos meus irmãos, Ana Luíza e Filipe, que me serviram de inspiração e coragem. Ao meu sobrinho Davi, o qual tenho um enorme carinho. À minha namorada, Jamille, a qual cultivo um enorme amor e admiração.

Agradeço também às pessoas que deixaram a minha graduação mais feliz e divertida. Aos meus amigos de curso: Caio, Flávia, Mariana, Daína, Cesar, João Pedro, Heitor, Tiago, Thalles, Lucas Jardim e Genilton.

RESUMO

O trabalho visa desenvolver um procedimento para projetar os sistemas de suspensão e direção para veículos de Formula SAE. As principais metas são: redução de peso, aumento de performance e confiabilidade das peças. Para criar esse procedimento e alcançar as metas acima, é utilizado, inicialmente no projeto, todos os conceitos globais que envolvem dinâmica veicular, usando como suporte as literaturas mais reconhecidas da área. O trabalho utiliza os dados de pneus, comprados no consórcio Formula SAE (FSAE) *Tire Test Consortium* (TTC) para iniciar o projeto. Após a análise dos pneus, é feito o desenvolvimento conceitual e analítico da suspensão e da direção. Ambos os sistemas são, então, submetidos à simulação numérica no software Adams Car, onde pode ser visto o que ocorrerá com os sistemas projetados quando submetidos a situações específicas. Depois do desenvolvimento cinemático e dinâmico, o trabalho ainda propõe o projeto das peças. Isto ocorre com a escolha de material e geometria com posterior modelagem no software Solidworks e simulação numérica no software ANSYS Structural.

Palavras-chaves: FSAE; Adams Car; ANSYS; dinâmica veicular; Solidworks.

ABSTRACT

The work aims to develop a procedure for designing the suspension and steering systems for Formula SAE vehicles. The main goals are: weight reduction, performance improvement and parts reliability. In order to create this procedure and achieve the above goals, all the global concepts involving vehicular dynamics are used in the project, using as support the most recognized literatures in the area. The work uses the tire data, purchased from the Formula SAE (FSAE) Tire test consortium (TTC) consortium to start the project. After the analysis of the tires, the conceptual and analytical development of suspension and steering is done. Both systems are then submitted to numerical simulation in the Adams Car software, where it can be seen what will happen with the designed systems when submitted to specific situations. After the kinematic and dynamic development, the work still proposes the design of the pieces. This occurs with the choice of material and geometry with subsequent modeling in Solidworks software and numerical simulation in ANSYS Structural software.

Keywords: FSAE; Adams Car; ANSYS; vehicle dynamics; Solidworks.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Suspensão duplo A.	20
Figura 2 – Amortecedor DNM.	21
Figura 3 - Mola helicoidal	22
Figura 4 - Feixe de molas e barra anti-rolagem.....	22
Figura 5 - Manga de eixo.....	23
Figura 6 – Sistema de direção e seus componentes.....	24
Figura 7 – Mecanismo pinhão-cremalheira	24
Figura 8 - Determinação do centro de rolagem	28
Figura 9 - Relação entre eixo de rolagem, centro de massa e momento de rolagem	29
Figura 10 – <i>Bump e Droop</i> de uma suspensão <i>Wishbone</i>	31
Figura 11 - Diferentes variações de Double Wishbone	32
Figura 12 - Mecanismo pull e push rod.....	33
Figura 13 - Calculo da força <i>Jacking</i>	34
Figura 14 - Ângulo de <i>Kingpin</i> e cambagem.....	35
Figura 15 - Ângulo de Caster e offset	36
Figura 16 – Configurações Toe in e Toe out	37
Figura 17 – Geometria Ackermann	38
Figura 18 – Ângulo de derrapagem	39
Figura 19 – Efeito oversteer	39
Figura 20 – Efeito understeer	40
Figura 21 – Fluxograma do método	42
Figura 22 – Pneu Hoosier 20.5x7-13 R25B	44
Figura 23 – Comparação dos dados dos pneus tratados no Matlab.....	44
Figura 24 – Equação que define o FVSA	47
Figura 25 – Centro instantâneo esboçado no Solidworks.....	47
Figura 26 – Eixo de rolagem esboçado no Solidworks	49
Figura 27 – Geometria <i>Anti-dive</i>	49
Figura 28 – Geometria <i>Anti-lift</i>	49
Figura 29 – Esboço traçado no Solidworks para a geometria lateral	50
Figura 30 – Sensor de temperatura a laser.....	51
Figura 31- Resultado da vista frontal	52

Figura 32 – Resultado da vista lateral	53
Figura 33 – Esboço completo da geometria no Solidworks	53
Figura 34 - Fluxograma da simulação no ADAMS.....	54
Figura 35 – Comparação entre o modelo matemático e ADAMS <i>Fitting tool</i>	55
Figura 36 – Modelo do carro no ADAMS Car.....	55
Figura 37 – Configuração da força no sistema de Pushrod	58
Figura 38 – Decomposição de força	58
Figura 39 – Esquema das forças no balancim	59
Figura 40 – Tensões de Von Mises	60
Figura 41- Fator de segurança	60
Figura 42 – Modelo do montante no Solidworks	61
Figura 43 – Esquema de forças no montante.....	62
Figura 44 – Simulação de deformação no ANSYS	63
Figura 45 – Simulação tensões de Von Mises	63
Figura 46 – Simulação fator de segurança.....	64
Figura 47 – Geometria Antiackermann usada na Formula 1	65
Figura 48 – Geometria ackermann esboçada no Solidworks	66
Figura 49 – Ângulos de esterçamento	67
Figura 50 – Viagem da cremalheira	67
Figura 51 – Simulação fator de segurança do pinhão.....	69
Figura 52 – Simulação fator de segurança da cremalheira.....	69
Figura 53 – Caixa de direção explodida	74
Figura 54 - Simulação de rolagem verificando o slip angle x força lateral.....	75
Figura 55 – Simulação de rolagem verificando força normal x aceleração lateral	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Informações do pneu.....	43
Tabela 2 – Vantagens entre diferentes distâncias entre eixos	45
Tabela 3 – Vantagens entre diferentes bitolas	46
Tabela 4 – Efeitos da altura do centro de rolagem frontal	48
Tabela 5 – Efeitos da altura do centro de rolagem traseiro	48

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 OBJETIVO.....	14
1.2 CONTEXTUALIZAÇÃO	14
1.3 COMPETIÇÃO FSAE	15
1.4 EQUIPE FORMULA E UFPB	15
2 REGRAS DA FSAE	17
2.1 REQUERIMENTOS GERAIS	17
2.2 REQUERIMENTOS DA SUSPENSÃO	17
2.3 REGRAS DO SISTEMA DE DIREÇÃO	18
2.4 PONTUAÇÃO FSAE	18
2.4.1 Evento Estático	18
2.4.2 Evento Dinâmico	19
3 SUSPENSÃO DUPLO “A” E SISTEMA DE DIREÇÃO.....	20
3.1 OS PRINCIPAIS COMPONENTES DA SUSPENSÃO	20
3.2 SISTEMA DE DIREÇÃO MECÂNICO	23
3.3 PINHÃO E CREMALHEIRA	23
4 CONCEITOS FUNDAMENTAIS	26
4.1 OBJETIVO DE UMA SUSPENSÃO	26
4.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS SOBRE SUSPENSÃO.....	26
4.2.1 Transferência de Carga	26
4.2.2 Geometrias	31
4.2.3 <i>Push Rod e Pull Rod</i>	33
4.2.4 Parâmetros de dinâmica veicular	33
4.3 CONCEITOS FUNDAMENTAIS SOBRE SISTEMA DE DIREÇÃO.....	37
5 ANÁLISE DA SUSPENSÃO	41

5.1 MÉTODO UTILIZADO	41
5.2 PNEUS	43
5.3 GEOMETRIA	45
5.4 SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO	54
5.5 COJUNTO MOLA-AMORTECEDOR.....	56
5.6 ANÁLISE ESTRUTURAL DO BALANCIM	57
5.7 ANÁLISE ESTRUTURAL DO MONTANTE.....	61
6 ANÁLISE DA DIREÇÃO.....	64
6.1 GEOMETRIA	64
6.2 CINEMÁTICA DO MOVIMENTO	66
6.3 ANÁLISE ESTRUTURAL DO SISTEMA	68
7 CONCLUSÃO.....	70
7.1 CONCLUSÃO	70
7.2 RECOMENDAÇÕES FUTURAS	70
REFERÊNCIAS	72
APÊNDICE	73
APÊNDICE A - ANÁLISE DO PNEU NO MATLAB	73
APÊNDICE B - CAIXA DE DIREÇÃO EXPLODIDA	74
APÊNDICE C – GRÁFICOS.....	75

1 INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é contribuir no desenvolvimento dos componentes encontrados nos subsistemas de suspensão e direção de um veículo de competição do tipo Formula SAE elétrico, através de modelos de CAD disponíveis no software SolidWorks. Ainda, propõe-se a estratégia de combinar os conhecimentos de dinâmica veicular e o Método de Elementos Finitos, ANSYS Structural, para obter a redução de massa dos componentes selecionados: balancim e conjunto pinhão-cremalheira. O trabalho propõe simular o modelo de suspensão no software Adams Car, para analisar a performance do veículo.

O trabalho tem como meta, também, entregar à equipe Formula E UFPB um projeto de suspensão e sistema de direção que sejam viáveis do ponto de vista econômico e de fabricação, uma vez que a equipe a qual faço parte não possui recursos suficientes para utilizar material e maquinário caros. Então, torna-se necessário, durante as minhas decisões superar as restrições financeiras sem prejudicar a performance do veículo e integridade dos seus componentes.

1.2 CONTEXTUALIZAÇÃO

O sistema de suspensão é um dos principais subsistemas de um veículo, não somente de carros, mas também de trens, motocicletas e outros meios de transporte. Tal importância se deve a estabilidade e dissipação de energia que o sistema oferece ao veículo durante o seu movimento. Em veículos de passeio, o sistema confere conforto e ergonomia aos passageiros. Para carros de competição, confere elevada performance ao piloto e a satisfação de guiar um carro em altas velocidades em reta e em curva, experimentando uma força lateral que é similar a brinquedos de diversão, como a de 6,5G num veículo de Formula 1.

Mais especificamente, em protótipos de Formula SAE o subsistema de suspensão é considerado o mais importante entre todos. Veículos da modalidade, por requisitos de regra e traçado de pista, não alcançam velocidades elevadas como as das competições profissionais. Em média, nas competições da SAE, um protótipo pode chegar a 110 km/h. Uma

vez que a velocidade não é tão elevada, o sistema de suspensão se sobrepõe à aerodinâmica do veículo no quesito “dinâmica veicular”. Em suma, é a suspensão do veículo quem dita como o carro irá performar na pista durante o evento. A partir dessa afirmação, compreende-se o quão importante e complexo se faz o projeto deste subsistema, uma vez que o protótipo é submetido a testes que devem provar o seu alto desempenho dinâmico.

1.3 COMPETIÇÃO FSAE

Formula SAE (FSAE) é a competição organizada pela *Society of Automotive Engineers*¹ (SAE) que propõe o engajamento entre estudantes universitários com o intuito de projetar e construir protótipos do tipo formula. Carros do tipo formula, segundo a SAE são veículos “*Open Wheel*”, que remete ao posicionamento das rodas e pneus do protótipo que ficam fora do chassi sem nenhuma cobertura no seu contorno.

Os estudantes participantes são submetidos a uma situação onde têm a noção do que é ser um engenheiro numa empresa que desenvolve protótipos para um mercado de pilotos não profissionais de competições de finais de semana. A competição se faz presente em várias localidades ao redor do mundo todos os anos, inclusive no Brasil.

A competição é composta por eventos estáticos, onde os estudantes devem apresentar detalhes da engenharia de projeto, custos e processos de manufatura. E composta por eventos dinâmicos, onde o veículo é testado em aceleração, freio e estabilidade direcional. Originalmente a competição só compreendia os carros movidos a combustível fóssil, com motores de capacidade de até 600cc, entretanto, atualmente a competição compreende, também, os carros elétricos.

1.4 EQUIPE FORMULA E UFPB

O Formula E UFPB foi criado em 2014 por dois estudantes do curso de engenharia elétrica, ex-integrantes de equipes da SAE nas modalidades Baja e Formula a combustão. No seu primeiro ano de criação, os fundadores focaram em adquirir uma estrutura

¹ Traduzido para o português como Sociedade de Engenheiros Automotivos

de oficina, equipamento e de novos integrantes. Em paralelo, o novo time iniciou as primeiras pesquisas sobre o veículo, uma vez que todo o conteúdo ao redor do projeto era novo e muitas vezes não tinha sido visto dentro da universidade.

Quando a equipe completou um ano de criação fizeram uma grande seleção, com membros que permaneceram por muito tempo no projeto e deixaram um trabalho significativo dentro da equipe. No final de 2015 a equipe se voltou para o projeto do carro para o ano seguinte. Por problemas financeiros e logísticos, o Formula E UFPB não conseguiu competir no evento da SAE de 2016 com o carro construído. Porém, o projeto foi apresentado nas provas estáticas, conseguindo ultrapassar equipes que estavam competindo estaticamente e dinamicamente.

Retornando da competição, em novembro de 2016, o Formula E UFPB focou no projeto de 2017. Com os membros agora experientes em projeto e manufatura do protótipo, a equipe conseguiu terminar todo o veículo a tempo de competir no evento de 2017, porém, nenhum teste havia sido feito. Infelizmente, numa prova dinâmica, houve um curto circuito no sistema elétrico e uma parte do veículo entrou em chamas, fazendo com que o protótipo não pudesse concorrer nas provas dinâmicas.

Retornando da competição de 2017, o time focou em retirar os problemas conhecidos do projeto existente e iniciar, em paralelo, um projeto de alguns subsistemas com base no atual carro para a competição de 2018. Renovada e experiente ao mesmo tempo, a atual equipe se encaminha para a competição de 2018 com a meta de competir em todas as provas dinâmicas e com um sonho de chegar em 2019 como aspirantes ao título da competição.

2 REGRAS DA FSAE

2.1 REQUERIMENTOS GERAIS

O carro de corrida deve conter “rodas abertas” sem nenhuma cobertura no seu contorno com o *cockpit* aberto e com quatro rodas que não estejam dispostas em linha reta. Além disso, não deve existir aberturas no compartimento do piloto. A distância entre eixos mínima é de 1525mm, a diferença entre as distâncias entre os planos das rodas traseiras e dianteiras (comumente conhecida como “bitola”) deve ser de no mínimo de 75% da maior bitola. Os itens que serão inspecionados devem estar visíveis para avaliação dos juízes sem a necessidade de instrumentos adaptadores.

2.2 REQUERIMENTOS DA SUSPENSÃO

Os itens a seguir foram copiados e traduzidos livremente da regra geral da FSAE²:

B6.1.1 O carro deve ser equipado com suspensão de amortecedores e molas, dianteiro e traseiro, com pelo menos 50.8mm de curso vertical, 25,4mm para cima e 25,4mm para baixo. Os juízes têm o direito de desqualificar os carros que não cumprirem tal regra ou se o protótipo apresentar uma suspensão visivelmente falha na prova de *autocross*.

B5.8.1 Para manter as pernas do piloto longe de componentes ponteados, toda parte móvel da suspensão, sistema de direção e outros componentes ponteados que estejam dentro do *cockpit* devem ser cobertos por um escudo de material sólido.

B5.8.2 Os escudos da suspensão e da direção devem ser removíveis para inspeção.

B6.1.2 Todos os pontos de conexão da suspensão devem estar visíveis para inspeção técnica.

B6.2 Não existe uma distância mínima entre o chão e o chassi do carro. Porém, a regra D1.1.2 diz que a equipe pode ser penalizada caso alguma parte do carro venha ocasionar danos a superfície da pista.

² Disponível em: < <https://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf> >. Acesso em: 17 out. 2018.

2.3 REGRAS DO SISTEMA DE DIREÇÃO

B6.5.1 O sistema de direção deve ser mecanicamente conectado com as rodas.

B6.5.2 O sistema de direção deve ter esbarros que impeçam que os links da suspensão travem. Os esbarros podem ser colocados na manga de eixo ou na cremalheira e deve prevenir as rodas de encostarem na suspensão ou estrutura durante os eventos dinâmicos.

B6.5.4 O sistema de direção deve estar ligado à uma coluna com um engate rápido. O piloto deve estar hábil a operar o engate rápido na posição de pilotagem e usando as luvas.

B6.5.5 O sistema de direção deve ter um perímetro contínuo que é próximo ao circular ou oval.

B6.5.6 Em qualquer posição angular, o topo do volante deve estar mais baixo do que o plano de capotamento.

2.4 PONTUAÇÃO FSAE

2.4.1 Evento Estático

Dividido em quatro momentos, o evento estático tem como objetivo alcançar a maior pontuação possível, sendo o máximo o possível 375 pontos.

➤ Inspeção Técnica

Onde o carro é inspecionado para validar se as regras da FSAE estão de acordo. Se alguma regra for desrespeitada ou algum componente for julgado como uma preocupação de risco, o time deve consertar o erro e passar por uma reavaliação. Para esta fase não há pontuação.

➤ Custos e manufatura

Esse evento consiste em três requerimentos, podendo valer até 100 pontos. Um relatório de custos detalhado acerca de todos os componentes, fixadores e processos realizados no carro. Uma discussão com os juízes a respeito dos custos e manufatura empregada no carro. E por último, os estudantes são submetidos a um caso geral onde terão que relacionar os custos e manufatura de um veículo.

➤ Apresentação

O time fará uma apresentação onde terão que convencer os “executivos” de uma corporação que o carro deles merece receber um investimento para ser implementado no mercado. Com esta fase, pode-se atingir um total de 75 pontos.

➤ Design

Por fim, nessa fase os estudantes terão que defender as escolhas e os métodos utilizados para encontrar o melhor resultado durante a fase de projeto e manufatura do protótipo, podendo obter 200 pontos.

2.4.2 Evento Dinâmico

Assim como ocorre no evento estático, o dinâmico busca elevar a pontuação da equipe, podendo obter um máximo de 625 pontos no evento.

➤ Aceleração

Onde o carro é acelerado numa pista de 75m e o tempo é cronometrado, visando o menor tempo possível, podendo equivaler até 100 pontos.

➤ *Skid Pad*

O evento, que pode valer até 75 pontos, submete o carro a fazer um circuito em forma de “8”. É o evento que mais requer esforço da suspensão do veículo, o desempenho nas curvas é intenso para completar o circuito no menor tempo possível.

➤ *Autocross*

O carro é levado para um circuito feito por cones para analisar o desempenho em curvas. Esta etapa pode equivaler até 125 pontos.

➤ Eficiência

Pode render até 100 pontos para a equipe.

➤ Enduro

O evento ocorre simultaneamente onde o carro deve ser pilotado por 22Km sem modificações ou consertos, testando sua durabilidade e confiabilidade. De todas as etapas descritas anteriormente, é a que mais pontua podendo valer até 225 pontos.

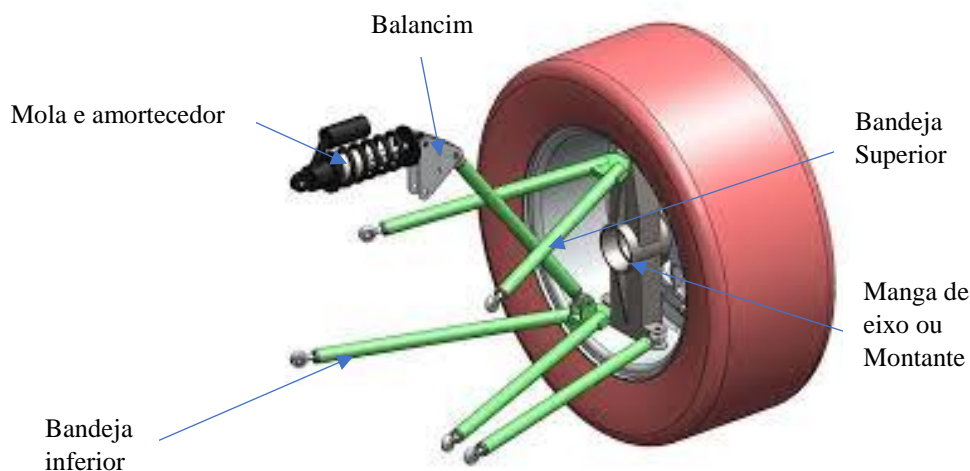
3 SUSPENSÃO DUPLO “A” E SISTEMA DE DIREÇÃO

Aqui no Brasil a conhecemos pelos nomes Duplo A ou Braços Sobrepostos, nos Estados Unidos é conhecida por *Double Wishbone* ou *Short-long Arm* (SLA). Este conceito de suspensão surgiu nos anos seguintes à Segunda Guerra Mundial, era assim chamada pois sua configuração são dois braços posicionados um acima do outro e ambos ligados a manga de eixo (NUNES, 2011).

3.1 OS PRINCIPAIS COMPONENTES DA SUSPENSÃO

Em linhas gerais, as suspensões dos automóveis são compostas por elementos bem conhecidos como molas, amortecedores, bandejas e manga de eixo. A figura abaixo mostra uma suspensão Duplo A-arm e seus principais componentes.

Figura 1 - Suspensão duplo A.



Fonte: FARRINGTON, 2011, p. 8, adaptação do autor³

- Amortecedores: sua função é dissipar a energia do movimento do veículo que está armazenada nas molas. Um veículo que possui somente molas oscilaria durante muito tempo e perderia a sua estabilidade, uma vez que a força de excitação iria somar com forças de excitação futuras. Os amortecedores evoluíram bastante ao longo do tempo, podemos destacar algumas dessas etapas de evolução:

- *Blow-off hydraulics* ou sopro hidráulico;

³ Disponível em: <<https://core.ac.uk/download/pdf/11049378.pdf>>. Acesso em: 17 out. 2018.

- Atrito seco ou retentores;
- Hidráulico progressivo;
- Ajustáveis manual;
- Adaptáveis lento com alteração automática;
- Adaptáveis rápido;
- Magnetoreológico;

O amortecedor utilizado no nosso projeto é do tipo hidráulico progressivo ajustável, conforme figura abaixo:

Figura 2 – Amortecedor DNM.



Fonte: Cycle Taiwan⁴

- Molas: em linhas gerais, podem ser encontradas nos seguintes tipos: molas helicoidais, barras de torção e feixes de molas. As molas helicoidais são as mais utilizadas nos carros de passeio. Tempos atrás o mais comum era encontrar molas de feixes nos carros, por sua simplicidade de fabricação e custo reduzido. E no caso dos carros de competição, além das molas helicoidais, também são encontradas as barras de torção, com o objetivo de melhorar o desempenho do carro na rolagem das curvas.

⁴ Disponível em: < <http://cycletaiwan.com/dnm-burner-rcp2-am-fr-dh-bike-rear-shock.html>>. Acesso em: 17 out. 2018.

Figura 3 - Mola helicoidal



Fonte: Terra De Asfalto Acessórios⁵

Figura 4 - Feixe de molas e barra anti-rolagem



Fonte: General Spring⁶

- Braços ou bandejas: é a principal diferença quando comparada com a suspensão independente. A função dele é servir de guia para o movimento das rodas. Esse tipo de bandeja é comumente encontrado em veículos de competição devido a possibilidade de fazer diversos ajustes.

- Manga de eixo ou montante: é responsável pela fixação da roda no sistema de suspensão. Ele pode conectar o sistema de direção na dianteira, fazendo com que o carro possa esterçar através do movimento do volante, e na traseira é ligado ao *tie rod* possibilitando fazer ajustes direcionais. Além disso, a manga de eixo dá suporte aos rolamentos da roda, e a pinça de freio, sendo assim um componente muito importante para o sistema. O componente pode ser visto na figura abaixo.

⁵ Disponível em: <<http://www.terradeasfalto.com.br/caminhoes-linha-pesada/suspensoes-pneumaticas/volvo/st-079-mola-helicoidal-suspensao-cabine-volvo-fh-diant-2004-em-diante-tras-todos>>. Acesso em: 17 out. 2018.

⁶ Disponível em: <https://www.generalspringkc.com/what_is_a_leaf_spring_s/2988.htm>. Acesso em: 17 out. 2018.

Figura 5 - Manga de eixo



Fonte: Pictame CSUN Formula SAE⁷

3.2 SISTEMA DE DIREÇÃO MECÂNICO

A função do sistema de direção é claramente permitir que o piloto tenha controle direcional do veículo, e prover esse controle com acuidade suficiente para escolher o melhor curso ao longo das curvas, para evitar outros veículos e barreiras estacionárias, e para manobrar o carro eficientemente em pequenas velocidades [...]. (BASTOW et al, 2004, p. 83, tradução do autor)

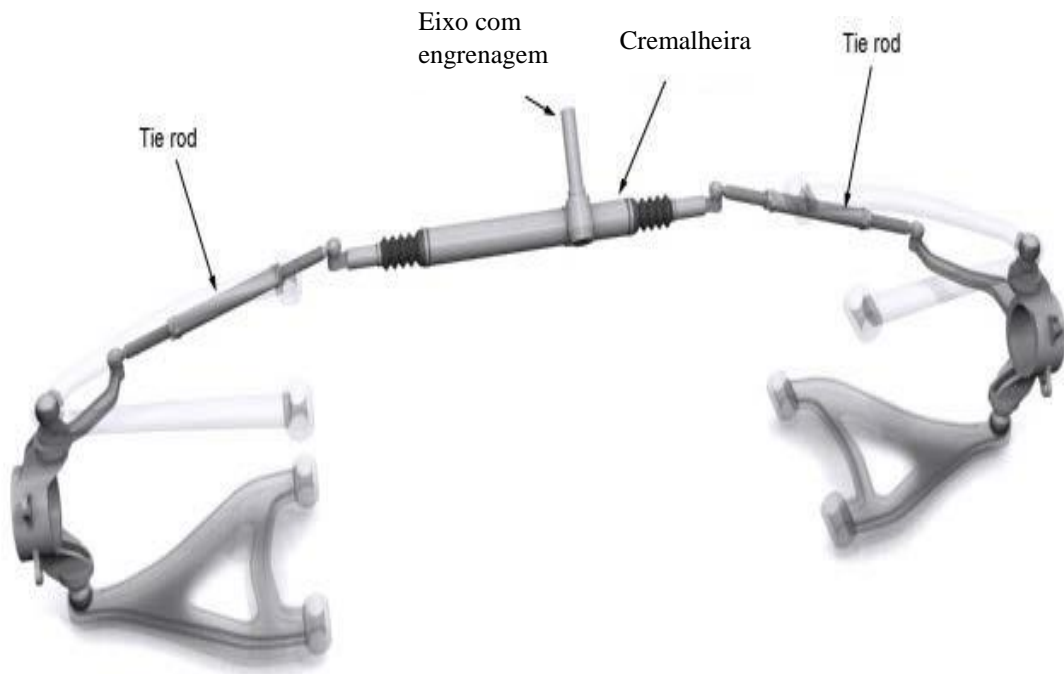
3.3 PINHÃO E CREMALHEIRA

O mecanismo de pinhão e cremalheira é o sistema mais comum projetado nos dias de hoje. Isso é devido a relativa simplicidade e custo reduzido e ao fato de que oferecem uma melhor sensação de pilotagem para o piloto, e não possuem as folgas que o sistema Pitman oferece, segundo Longhurst (2011 apud Farrington, 2011). Enquanto o sistema Pitman projeta uma haste entre os dois *tie rods*, o pinhão-cremalheira utiliza uma barra dentada para fazer o movimento horizontal. Atrelado a essa barra dentada, e dentro da caixa de direção, existe uma

⁷ Disponível em: <http://www.pictame.com/media/949566351519931319_231700149>. Acesso em: 17 out. 2018.

engrenagem que está ligada à um eixo que se conecta com o volante através de juntas universais. Esse sistema pode ser observado na figura abaixo.

Figura 6 – Sistema de direção e seus componentes



Fonte: LONGHURST, 2011 apud FARRINGTON, 2011, p. 35, adaptação do autor

Figura 7 – Mecanismo pinhão-cremalheira



Fonte: LONGHURST, 2011 apud FARRINGTON, 2011, p. 35, adaptação do autor

Mudando a relação do pinhão e cremalheira, a relação de esterçamento também é ajustada e isso pode ser o único método de ajuste que o mecanismo oferece. É notório que o sistema é bastante simples, e por essa razão é extremamente utilizado em diversas aplicações (LONGHURST, 2011 apud FARRINGTON, 2011).

4 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

4.1 OBJETIVO DE UMA SUSPENSÃO

O objetivo de um sistema de suspensão em um veículo de passeio é extremamente simples. É basicamente reduzir os choques e vibrações experimentadas pelos ocupantes ou pela carga transportada devido às irregularidades na superfície, e assegurar que as rodas mantenham o contato com a superfície conferindo estabilidade e controle ao veículo (BASTOW et al, 2004). Para uma visão de automobilismo, Puhn (1976 apud Farrington, 2011) afirma que a suspensão conecta as rodas do carro com o chassi e tem como objetivo conferir ao carro a melhor performance possível. Além disso, explicando esse fenômeno, Crahan (2004 apud Farrington, 2011) afirma que os pneus de um carro, que está sendo pilotado, experimentarão uma grande deformação angular pelas forças externas e internas, e que o sistema de suspensão é responsável por compensar essas deformações visando maximizar a adesão dos pneus, tão necessária para aumentar a performance do veículo nas pistas.

4.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS SOBRE SUSPENSÃO

4.2.1 Transferência de Carga

- **Massa não suspensa**

A massa não suspensa do veículo é a fração total do peso que não é suportado pelas molas da suspensão. Usualmente é constituído por: rodas, pneus, freios, manga de eixo e, por último, grosseiramente 50% do peso do semieixo, molas, amortecedores e conexões da suspensão (SMITH, 1978).

- **Massa suspensa**

Esta, por sua vez, é basicamente o oposto da “não suspensa”. Novamente, segundo Carroll Smith (1978), no seu livro intitulado “*Tune to Win*”, é afirmado que a massa suspensa é a fração do peso do carro que é suportado pelas molas da suspensão. Esse peso é muito maior do que o “não suspenso” e é consistido por: chassi, motor, piloto, sistema de transmissão, e outros componentes que ficam dentro do chassi.

- **Centro de gravidade**

A definição de “centro de gravidade” para carros não é diferente do que para outros objetos, como um cubo ou uma esfera. Essencialmente, é um ponto de equilíbrio tridimensional onde, se o carro fosse suspenso através dele, isso seria feito com equilíbrio e sem movimento rotacional. Reconhecendo esse conceito, é fácil entender que o centro de massa de um carro estará localizado onde existe uma maior concentração de massa, o que para um veículo de corrida é mais comum ser na região do motor e associados com os componentes da transmissão. É também esperado que as forças de aceleração sejam aplicadas ao veículo através do seu centro de gravidade. É recomendável que o centro de gravidade de um veículo esteja localizado em um ponto mais baixo o possível, reduzindo o momento experimentado pelos veículos durante uma aceleração lateral (SMITH, 1978).

- **Momento polar de inercia**

O momento polar de inercia é baseado nas leis de Newton sobre inercia e se refere a um objeto que pode ser rotacionado ao redor do próprio eixo. Alta concentração de massa longe desse eixo irá exercer uma rotação ao redor do mesmo (CRUMMEY, 2011). Aplicando este conceito para um carro, o eixo de rotação está localizado através do centro de gravidade, agindo perpendicularmente ao plano do chão de modo que, qualquer concentração de massa distante deste eixo irá afetar o comportamento direcional do carro em curvas (SMITH, 1978).

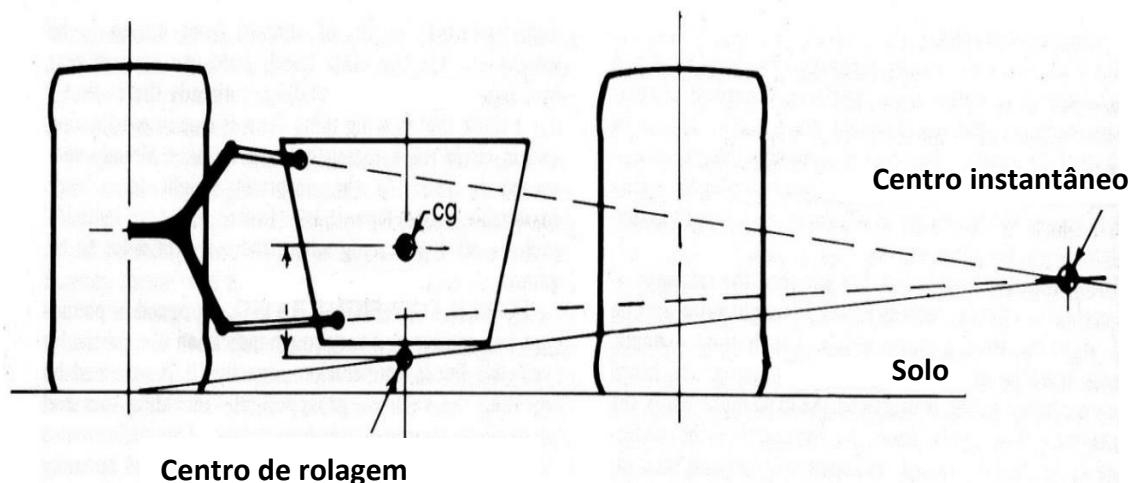
- **Centro de rolagem**

Quando um carro experimenta uma força centrífuga nas curvas, a massa suspensa entre o eixo dianteiro e traseiro tenderá a rotacionar ao redor de um centro, que também está localizado em um plano transversal aos dois eixos. Estes pontos são chamados de centro de rolagem e são os pontos onde a força lateral irá agir através dos pneus sobre o chassi. Também devemos notar que o centro de rolagem dianteiro e traseiro estão, geralmente, em diferentes localizações nos planos transversais definidos pelos eixos do carro. A figura 8 mostra os detalhes do processo para achar o centro de rolagem através do método, amplamente utilizado, de suspensão independente de quatro barras.

Inicialmente, linhas correspondentes com o ângulo das bandejas superiores e inferiores são estendidos até que eles se encontram em um ponto comum, chamado de centro instantâneo. A partir deste ponto, uma linha reta é então desenhada retornando para o ponto definido pelo plano médio dos pneus em contato com o solo. Onde essas linhas encontram o

centro médio do carro é chamado de centro de rolagem. Esse centro de rolagem é estático, uma vez que ao longo do curso do carro as rodas e o chassi irão se movimentar para cima e para baixo, onde na verdade é sabido que o centro de rolagem irá se deslocar bastante e não somente no eixo vertical (SMITH, 1978).

Figura 8 - Determinação do centro de rolagem



Fonte: SMITH, 1978, p. 30

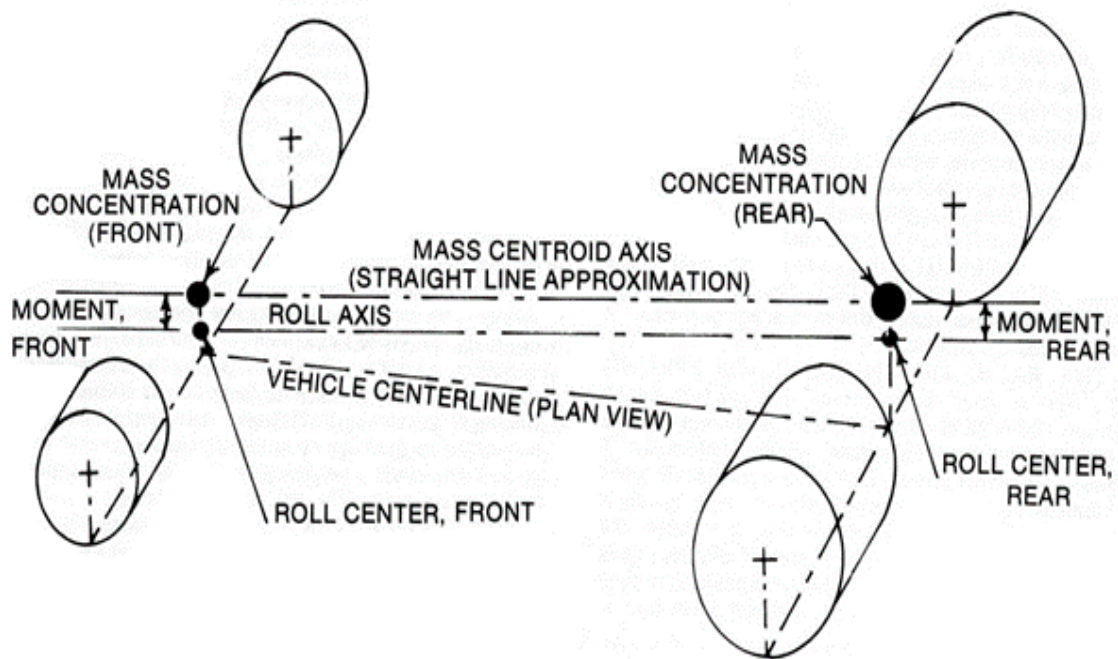
- **Eixo de rolagem**

O eixo de rolagem é a linha que conecta o centro de rolagem frontal e traseiro. Baseado no fato de que os centros dianteiros e traseiros não estão na mesma altura, o eixo de rolagem é, geralmente, transversal ao plano do solo (SMITH, 1978).

- **Momento de rolagem**

Também visualizado na figura 8, o momento de rolagem é a distância entre o centro de gravidade no plano transversal definido pelo eixo, e o centro de rolagem. Visando calcular o momento de rolagem do veículo como um todo, e não somente na posição do eixo, se faz necessário achar o plano transversal onde o centro de gravidade total do carro está localizado, e então traçar uma seção, determinando a distância entre o centro de massa e o eixo de rolagem. A relação entre todos esses parâmetros pode ser observada na figura abaixo.

Figura 9 - Relação entre eixo de rolagem, centro de massa e momento de rolagem



Fonte: SMITH, 1978, p. 30

- **Transferência de carga dinâmica**

De acordo com Smith (1978, p. 31, tradução do autor), a transferência de carga dinâmica “é a carga transferida a partir de uma roda para a outra devido os momentos ao redor do centro de gravidade do veículo ou seu centro de rolagem a medida que o veículo é acelerado de um sentido para o outro”.

- **Transferência de carga longitudinal**

A transferência de carga longitudinal é o resultado da aceleração da massa frontal do carro para o eixo traseiro ou da massa traseira do carro para o eixo dianteiro na aceleração e frenagem, respectivamente. É importante mencionar que “o peso total do veículo não muda; carga é meramente transferida pelas rodas de um terminal do carro para as rodas do outro terminal” (SMITH, 1978, p. 29, tradução do autor). A quantidade de carga transferida que ocorre é governada pela seguinte fórmula⁸:

⁸ Smith, C. **Tune to win: the art of science of race car development and tuning**, Califórnia: Aero Publishers, 1978, p. 32.

$$\text{Transferência de carga longitudinal}(N) = \text{Aceleração } (g) \times \frac{\text{peso}(N) \times \text{Altura CG}(m)}{\text{Distância entre eixos}} \quad (1)$$

Note que o peso é definido como o peso que descansa na roda que está sendo analisada.

- **Dive e Squat:**

Dive e *squat* são, fundamentalmente, conceitos opostos. *Dive* é quando a bico frontal do carro “mergulha” ao longo de uma frenagem devido a carga longitudinal transferida do eixo traseiro para o eixo dianteiro. *Squat* é quando as molas traseiras são comprimidas devido à transferência de carga longitudinal do eixo dianteiro para o eixo traseiro durante uma aceleração, fazendo com que o carro rebaixe a sua traseira em direção ao solo.

- **Transferência de carga lateral**

A transferência de carga lateral é, essencialmente, experimentada pelo veículo a partir do mesmo princípio que a transferência de carga longitudinal. Carga é transferida das rodas do sentido interno do carro para as rodas do sentido externo do carro durante as curvas. Similarmente, essa transferência de carga pode ser calculada usando a fórmula definida por Smith (1978, p. 36, tradução do autor).

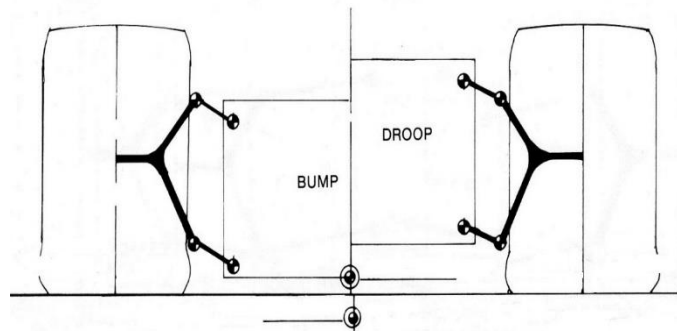
$$\text{Transferência de carga lateral}(N) = \text{Aceleração lateral } (g) \times \frac{\text{peso}(N) \times \text{Altura CG}(m)}{\text{bitola}(m)} \quad (2)$$

É importante perceber que o peso é definido como o peso que descansa sobre a roda analisada.

- **Bump e Droop:**

Bump e *Droop* são posições da suspensão independente para várias ocasiões. *Bump* ocorre quando as rodas batem um obstáculo similar a uma “lombada” na pista, enquanto *Droop* ocorre quando as rodas caem em um obstáculo similar à uma “depressão” na pista. Esses movimentos também estão associados com o curso da suspensão, chamados de *rebound* e *jounce*, onde o primeiro se refere ao curso da suspensão em direção ao solo ou movimento *Bump* e o segundo se refere ao curso da suspensão em direção oposta ao solo (para cima) ou movimento de *Droop*. Esses princípios são melhores exemplificados na figura abaixo.

Figura 10 – *Bump e Droop* de uma suspensão *Wishbone*



Fonte: SMITH, 1978, p. 51

4.2.2 Geometrias

- **Geometria: braços paralelos e comprimentos equivalentes**

Essa geometria é criada quando os braços superiores e inferiores possuem o mesmo comprimento e formam um paralelogramo. Quando as rodas se movem para cima ou para baixo não há variação de cambagem, mas existe uma notável variação de bitola. Ainda, quando a massa suspensa do veículo rola em uma certa quantidade, a cambagem irá variar no mesmo módulo das rodas de fora, e no sentido positivo. Esta condição não é desejável, uma vez que o contato dos pneus com o solo se reduz, diminuindo a quantidade de tração disponível para o veículo. Para esse arranjo de geometria, o centro de rolagem é levado para o nível do solo e permanece no mesmo ponto quando a suspensão está atuando.

- **Geometria: braços paralelos e comprimentos não equivalentes**

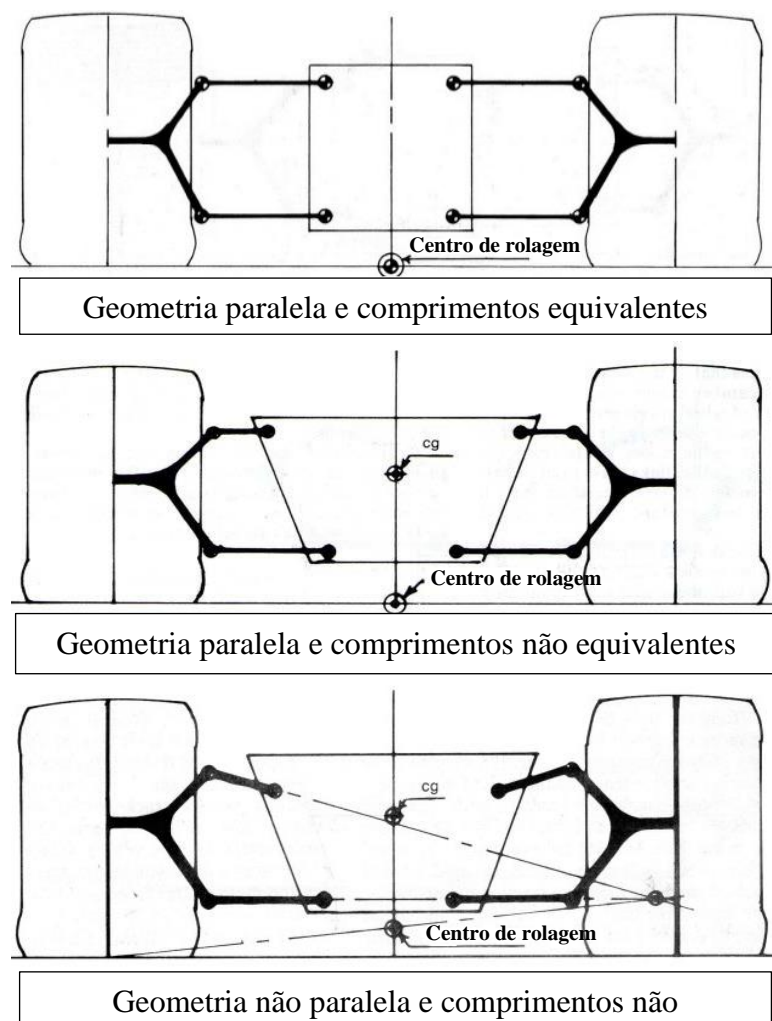
Como o próprio nome denota, este design ocorre quando os braços possuem comprimentos diferentes, porém, permanecem paralelos entre si. O braço superior, geralmente, se torna o mais curto, com o objetivo de induzir um ângulo de cambagem negativa quando o carro encontra um obstáculo do tipo *Bump* e ângulos positivos ou negativos quando o carro encontra um obstáculo do tipo *Droop*. A quantidade que a cambagem varia depende do comprimento relativo das bandejas superiores e inferiores. Como dito anteriormente, as rodas são forçadas a realizarem ângulos de cambagem definidos pela direção de rolagem do carro. Porém, desta vez, o ângulo positivo deste parâmetro para as rodas de fora é reduzido e o ângulo negativo das rodas internas é aumentado. Como, em curva, devido a transferência de carga, as rodas externas exercem mais tração para o carro, o resultado geral dessa geometria gera mais tração para o veículo em curvas. “O deslocamento do centro de rolagem será extremamente pequeno e consistente (linear). Assim, o momento de rolagem será quase constante.

Adicionalmente, a localização desse centro de rolagem será bastante próxima ao solo.” (SMITH, 1978, p. 47-54, tradução do autor).

- **Geometria: braços não paralelos e comprimentos não equivalentes**

A terceira configuração de geometria é a mais utilizada em competições automobilísticas. Ela é tida como um avanço frente a segunda configuração de geometria citada neste trabalho. No ponto estático da suspensão, as bandejas possuem comprimentos diferentes e estão em posição não paralela. Fazendo isto, o designe permite um controle ainda melhor da variação da cambagem nas curvas e o posicionamento ideal do centro de rolagem, como o projetista bem desejar (SMITH, 1978,). Segue abaixo a representação gráfica dos três tipos de geometria.

Figura 11 - Diferentes variações de Double Wishbone



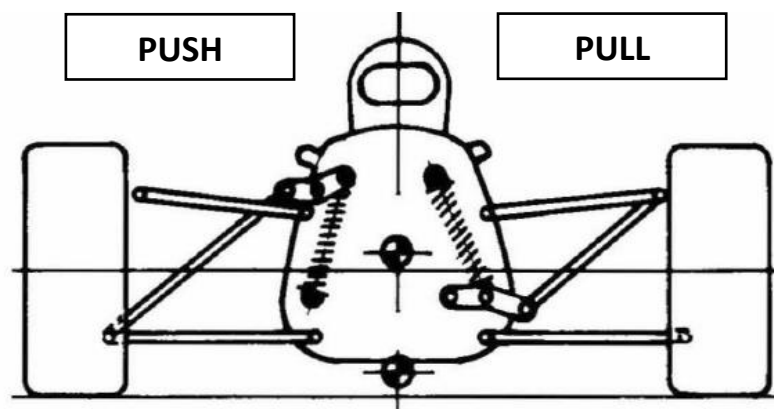
Fonte: SMITH, 1978, p. 47, adaptação do autor

4.2.3 Push Rod e Pull Rod

Atualmente existem dois tipos principais de atuação do sistema mola-amortecedor para veículos de competição, são elas: *pull rod* e *push rod*. Essas configurações podem ser visualizadas na figura abaixo, e, como pode ser observado, vai ser operado seguindo o mesmo princípio fundamental, onde o movimento de “levantar” e “abaixar” das rodas será transmitido para os amortecedores e molas via *pull/push rod* e um balancim. A escolha dentre as duas opções depende do *layout* do veículo e da carga de contato desejada pelo projetista. Porém, é importante, também, saber integrar esses dois mecanismos. Por isso, “é muito comum encontra veículos que utilizam o *push rod* em um terminal do carro e *pull rod* no outro.” (STANIFORTH, 1991, p. 80, tradução do autor).

Como pode ser observado, o *push rod* empurra o balancim para acionar o conjunto mola-amortecedor, enquanto o *pull rod* puxa o balancim para acionar o mesmo conjunto.

Figura 12 - Mecanismo pull e push rod



Fonte: STANIFORTH, 1991, p. 62, adaptação do autor

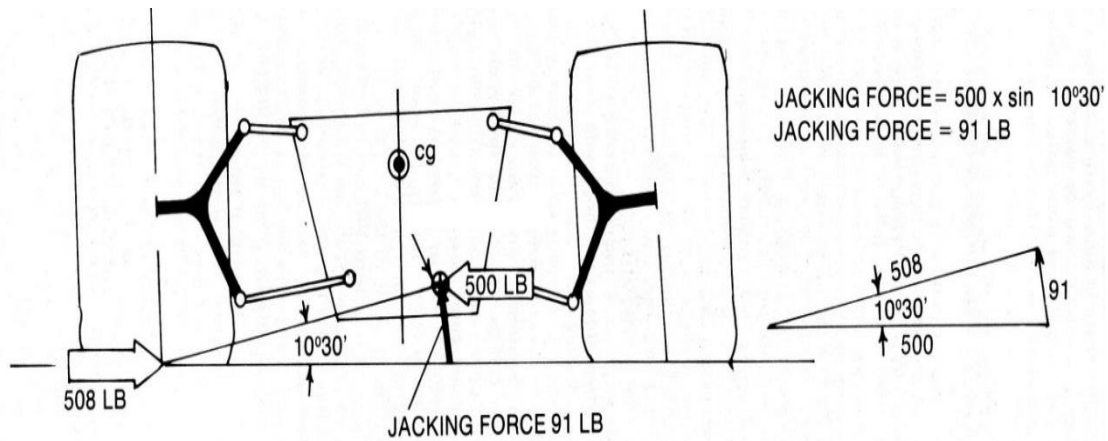
4.2.4 Parâmetros de dinâmica veicular

- **Jacking**

Qualquer veículo que possui uma suspensão independente com seu centro de rolagem acima do solo irá exibir uma quantidade de *Jacking*, onde o carro tenderá a se elevar durante uma curva. Esse efeito pode ser visualizado na figura seguinte e ocorre quando a força de reação dos pneus age no centro de rolagem para compensar a força centrífuga gerada no carro durante uma curva. Esse efeito é extremamente indesejável pois ele eleva o centro de

gravidade e coloca os pneus em uma posição de cambagem que faz o carro perder adesão com o solo. “Esse fenômeno é visto muito mais significativamente em veículos que possuem um centro de rolagem alto e bitola pequena.” (SMITH, 1978, p38, tradução do autor)

Figura 13 - Calculo da força *Jacking*

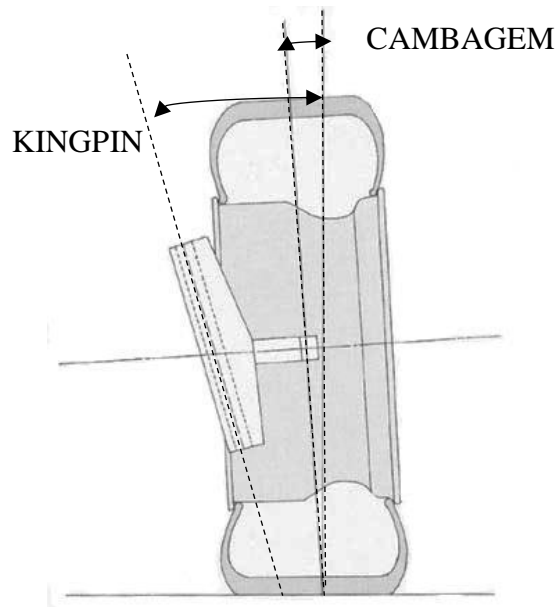


Fonte: SMITH, 1978, p. 39

- **Ângulo de cambagem**

Como mostrado na figura abaixo, o ângulo de cambagem é a inclinação que a roda do carro faz com o eixo vertical. Neste caso, a cambagem é negativa, uma vez que o topo da roda inclina para a parte interna do veículo. O oposto confere ao carro um ângulo de cambagem positivo. De acordo com Bastow et al (2004), aumentando a positividade do ângulo de *camber* o ângulo de derrapagem será maior, o que fará com que o veículo obtenha um menor desempenho nas curvas por alcançar menores forças laterais sem derrapar. Por outro lado, aumentando a negatividade do ângulo, até um certo ponto, fará com que o carro obtenha maior desempenho uma vez que ele alcançará as maiores forças laterais possíveis para um dado pneu sem derrapar. Deve-se ser mencionado, também, que a maioria dos veículos são dimensionados com uma pequena angulação de cambagem estaticamente, pois quando o carro está em curva, essa “pré-cambagem” irá compensar a variação ocorrida durante a manobra.

Figura 14 - Ângulo de *Kingpin* e cambagem



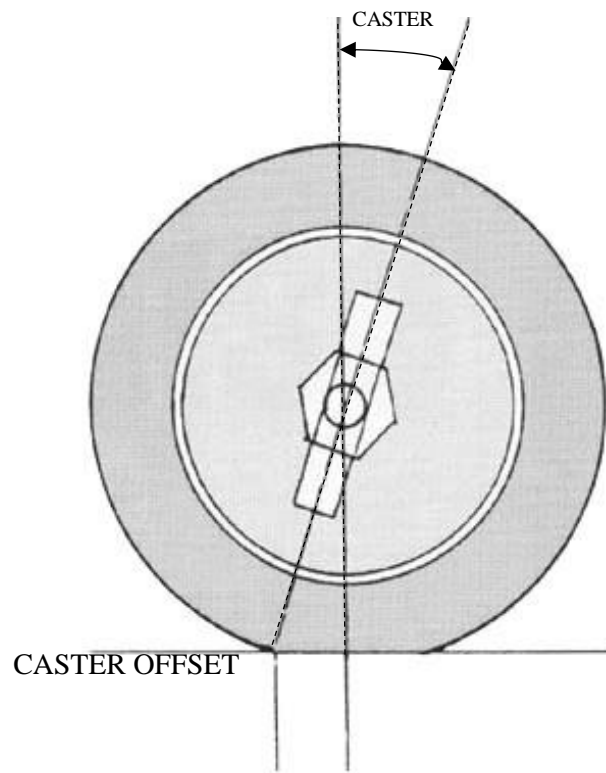
Fonte: KALVER, 2001 apud FARRINGTON, 2011, p. 28, adaptação do autor

- **Ângulo de *Kingpin***

Este parâmetro também pode ser visto na figura 14. Tomando com guia o Bastow et al (2004, p. 10, tradução do autor) novamente, é afirmado que “a inclinação *Kingpin* é tida como o ângulo entre a vertical e o eixo de esterçamento”. Utilizando a convenção de sinal oposta ao ângulo de cambagem, a figura acima mostra um ângulo de *Kingpin* (KGP) positivo. Outro parâmetro que é importante para um projeto de suspensão, e está conectado com a inclinação KGP, é “relação de arrastamento”. Tal indicador, nada mais é do que o comprimento entre o ponto que o eixo de esterçamento encontra o solo e a vertical do pneu. Também chamado de *offset*, ele adota uma convenção de sinal onde o lado externo, a partir do centro do pneu, é considerado positivo e o oposto negativo.

- **Ângulo de *Caster***

Figura 15 - Ângulo de *Caster* e offset



Fonte: KALVER, 2001 apud FARRINGTON, 2011, adaptação do autor

O *Caster* também se relaciona com o ângulo de *Kingpin* ou eixo de esterçamento. Embora ele seja descrito como a visão do *Kingpin* na vista lateral do carro. Como pode ser observado na figura acima, é o ângulo que o *Kingpin* faz com a vertical. É convencionalizado como positivo quando o *Kingpin* encontra o solo afrente do eixo vertical do centro da roda. E, assim como na figura acima, o *Caster* negativo ocorre quando o eixo do *Kingpin* encontra o solo atrás do eixo vertical do centro da roda. Em carros com *Caster* negativo o movimento de esterçamento do carro irá gerar uma força de auto alinhamento à medida que o carro se move para frente, e isso se deve a outro parâmetro chamado de *Caster offset* (BASTOW et al, 2004).

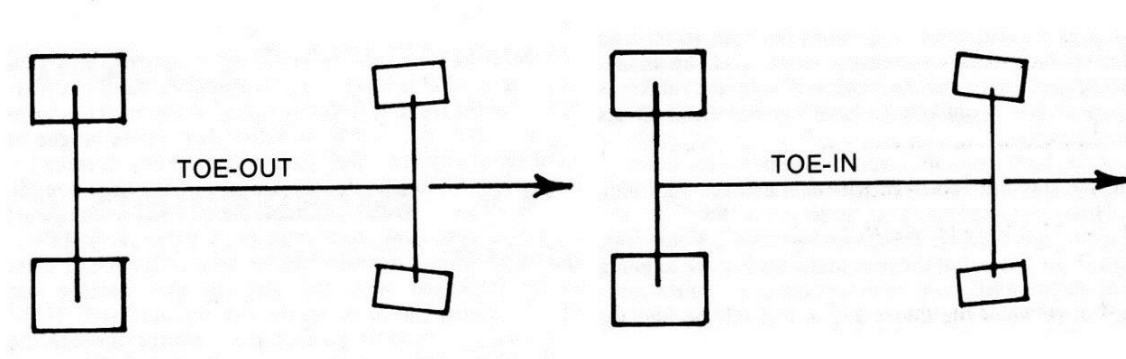
4.3 CONCEITOS FUNDAMENTAIS SOBRE SISTEMA DE DIREÇÃO

- **“Toe in” e “Toe out”**

O ângulo de *Toe* é o ângulo que a roda faz com a linha paralela com o comprimento do carro visto pelo topo. Esse conceito pode ser observado na figura 16. Quando as rodas da frente estão angulando de modo a se distanciarem entre si, encontramos a configuração de *Toe out*. Porém, quando as rodas da frente estão angulando de modo a se encontrarem, temos a configuração de *Toe in*.

Geralmente, em competições, os projetistas escolhem a opção *Toe in*, pois quando o veículo experimenta uma força para baixo, como uma lombada ou arrasto vento, tal configuração aumenta a estabilidade do carro e seu controle direcional. *Toe out*, por sua vez, irá produzir uma condição instável sob as mesmas condições. Em geral, o *Toe in* oferecerá uma maior estabilidade em linha reta, enquanto o *Toe out* aumentará a performance do protótipo em curvas (SMITH, 1978).

Figura 16 – Configurações Toe in e Toe out

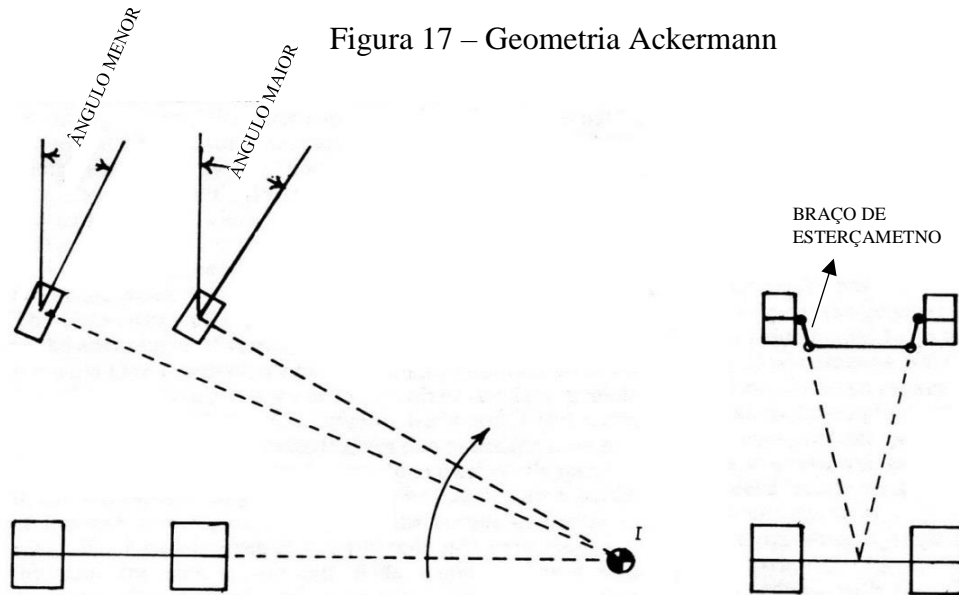


Fonte: SMITH, 1978, p. 38

- **Geometria Ackermann**

A geometria Ackerman tem esse nome advindo de um londrino que criou e patenteou o projeto. A geometria permite que a roda dianteira externa percorra o círculo de raio maior do que o da roda interna. Como resultado, ambas as rodas irão seguir seus caminhos individualmente sem derrapar ou arrastar o pneu durante as curvas (NUNES, 2011). Na figura 17 ao lado esquerdo é possível ver o mecanismo e seu funcionamento em curva. Visando alcançar essa geometria, os braços de esterçamento das rodas dianteiras devem angular

internamente ao carro, e encontrar o centro do eixo traseiro do veículo (Figura 17 à direita). Hoje em dia, somente alguns veículos empregam 100% de geometria Ackermann. Isso ocorre, pois, à medida que a velocidade em curva aumenta, os pneus irão adotar uma quantidade de ângulo de derrapagem e o ângulo Ackermann torará obsoleto. Por essa razão, os projetistas utilizam uma pequena quantidade de Ackermann.



Fonte: SMITH, 1978, p. 60, adaptação do autor

- ***Bump Steer***

Bump steer é o fenômeno que ocorre quando as rodas dianteiras do veículo variam o seu ângulo de *Toe* enquanto a suspensão se move para cima e para baixo, podendo fazer com que o carro esterce sem que haja nenhum comando na direção do carro, conferindo ao veículo um indesejável e incerto comportamento, fazendo com que o piloto tenha uma sensibilidade pobre do carro (STANIFORTH, 1999).

- ***Roll Steer***

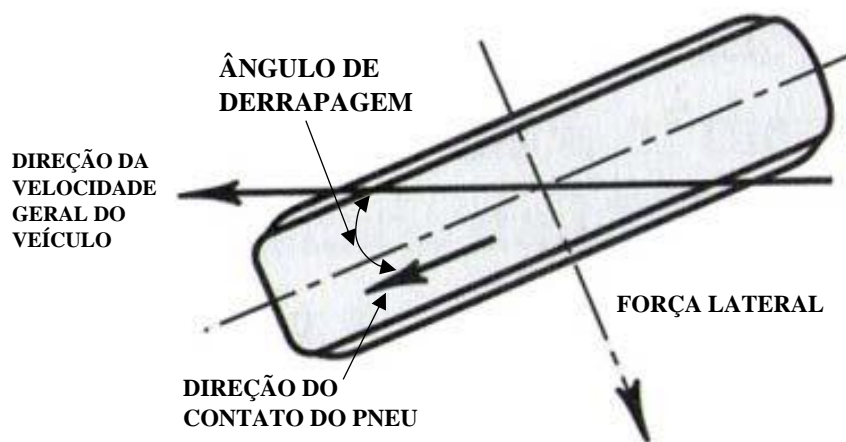
Roll steer também é outro parâmetro direcional que é gerado através do movimento do sistema de suspensão. Acredita-se que o conceito seja melhor esclarecido por Smith (1978, p. 63) onde é mencionado que *roll steer* é “[...] ação de auto esterçamento do veículo em resposta à força lateral imposta e consiste na mudança do ângulo de derrapagem devido a mudança de cambagem, ângulo *Toe* e inércias da massa suspensa”. Esse efeito pode

ser eliminado reduzindo a massa robusta do veículo, altura do centro de gravidade, eliminando as deflexões do chassi e componentes do sistema, e, por último, ajustando o *bump steer*.

- **Ângulo de derrapagem**

O ângulo de derrapagem é o ângulo feito pela direção que o contato do pneu faz com a direção da velocidade geral do veículo. Esse princípio é melhor demonstrado na figura abaixo. Onde também é possível destacar a força lateral imposta ao veículo durante as curvas.

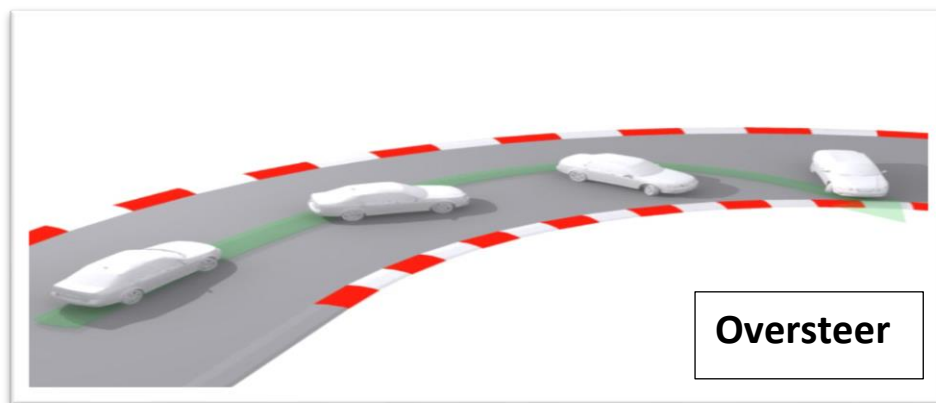
Figura 18 – Ângulo de derrapagem



Fonte: MILLIKEN; MILLIKEN, 1995, p. 54, adaptação do autor

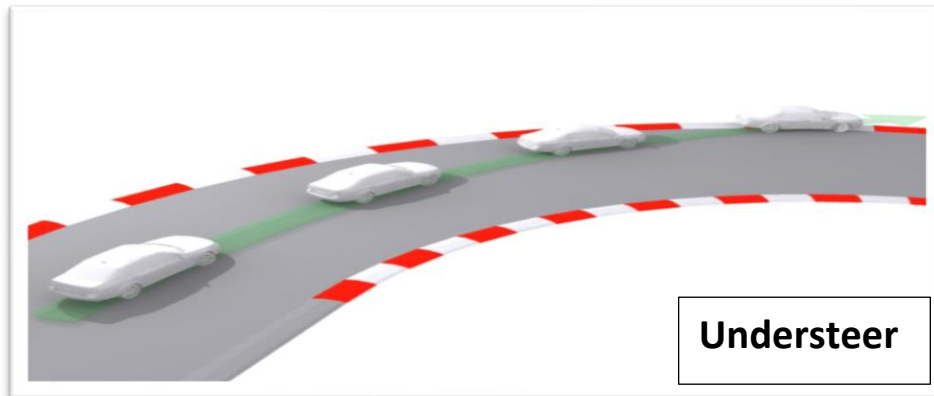
- ***Oversteer, understeer e neutralsteer***

Figura 19 – Efeito oversteer



Fonte: LONGHURST apud FARRINGTON, 2011, p. 33, adaptação do autor

Figura 20 – Efeito understeer



Fonte: LONGHURST apud FARRINGTON, 2011, p. 33, adaptação do autor

Olley (1947 apud MILLIKEN, 1995) descreve que o surgimento do *oversteer* (OV) ocorre quando o ângulo de derrapagem dos pneus dianteiro é menor do que o traseiro. Quando o ângulo de derrapagem dos pneus dianteiro é maior do que o traseiro, ocorre o efeito *understeer* (US). Com isso em mente, Longhurst (2011 apud FARRINGTON, 2011) afirma quando *oversteer* é quando o carro perde tração no eixo traseiro, fazendo o carro girar mais do que esperado apontando o terminal dianteiro para dentro da curva (figura 19). Por outro lado, o *understeer* ocorre quando o carro perde a tração do eixo dianteiro e o veículo não consegue esterçar o carro para dentro da curva (figura 20). Também deve ser citado que: quando o ângulo de derrapagem traseiro e dianteiro são iguais, o carro não sofre efeito US ou OV e é chamado de *neutralsteer*.

5 ANÁLISE DA SUSPENSÃO

5.1 MÉTODO UTILIZADO

Todo o projeto de suspensão se inicia com a escolha e estudo dos pneus do protótipo. O projeto Formula E UFPB adquiriu o pacote “*FSAE Tire Test Consortium*”. O documento basicamente traz consigo a resposta de vários pneus utilizados na competição de FSAE frente à testes realizados com os modelos de pneus. As respostas encontradas nos testes são de extrema importância para o projeto, pois todas as forças que influenciam na suspensão são geradas no contato do pneu com a superfície do solo. Além disso, dados relacionados ao comportamento do pneu (consequentemente do veículo também), frente a diferentes tipos de situações, também são coletados, a exemplo:

- Ângulo de escorregamento
- Relação de escorregamento
- Força lateral
- Força longitudinal
- Torque auto-alinhante
- Pressão dos pneus
- Temperatura dos pneus
- Temperatura ambiente

E assim, os dados podem ser cruzados para obter relações entre diferentes parâmetros da suspensão.

Após obter as informações necessárias relacionadas aos pneus, faremos a conceituação do nosso sistema de suspensão. Levando em conta os conhecimentos de dinâmica veicular, devemos traçar o projeto conceitual do sistema como um todo. Nessa fase, o projeto se atém a definir os preceitos do sistema utilizando os conceitos estudados, com foco em aumentar a performance em curvas, conhecendo as limitações financeiras e logísticas. Ainda, as escolhas gerais do projeto são tomadas nessa fase, como: qual tipo de suspensão, qual tipo de atuação de mola e quais materiais podem ser utilizados. Um marco importante é a realização da geometria da suspensão utilizando o Solidworks.

Após a etapa conceitual, testes são realizados no software Adams Car para verificar se a suspensão conceituada atende aos requisitos de performance do veículo. Logo em seguida, o modelo é comparado com outras equipes da FSAE.

A etapa seguinte é constituída da conceituação e modelagem das peças do sistema de suspensão, que serão o balancim e a manga de eixo. Nesta fase, os modelos de *Computer aided design* (CAD) serão realizados no Solidworks visando uma redução de massa, facilidade de manutenção e montagem. Além disso, deve-se focar na interação com os outros subsistemas do carro, uma vez que os sistemas projetados são dinâmicos e podem se chocar durante o movimento.

A última etapa se constitui da validação das peças frente aos esforços aos quais elas estão sujeitas. E, mais uma vez, o foco é aliviar a massa do carro. Com esse intuito, o software utilizado é o ANSYS Structural.

Para o sistema de direção o projeto se inicia também com a análise dos pneus. Posteriormente é projetada a geometria do sistema, utilizando os conceitos de dinâmica veicular e cálculos cinemáticos. Por último, é feita uma simulação numérica para validar as peças projetadas do sistema.

Figura 21 – Fluxograma do método



Fonte: Elaborada pelo autor

5.2 PNEUS

O pneu escolhido para o protótipo elaborado é o “Hoosier 20.5x7-13 R25B”. Tal modelo é amplamente utilizado em outras equipes de Formula SAE. O modelo foi posto em comparação com outros tipos de pneus, como o “Goodyear D2692 20x7-13” e o “Continental 205/510 R13 M34”. Tal análise foi realizada no Matlab, onde os dados do consórcio foram lidos pelo programa e depois da plotagem dos gráficos, foi identificado que o modelo escolhido geraria maior força lateral para o protótipo. Como o foco do nosso veículo é obter maior força lateral para ter um maior desempenho nas competições, ele se tornou a melhor escolha.

A tabela abaixo mostra as informações do modelo. A tala escolhida foi a maior entre os modelos para aumentar o contato com o solo e consequentemente aumentar a tração para aceleração e frenagem. Pelo mesmo motivo, foi escolhido um pneu do tipo *Slick*, pois os pneus radiais apresentam menor aderência ao solo. Em relação a roda 13”, a escolha tomada foi embasada na facilidade de encaixar um projeto de uma roda maior com a manga de eixo e o sistema de freio. Equipes mais consolidadas na competição utilizam a roda 10” para aumentar a aceleração do carro. Porém, é necessário haver um sério compromisso com as outras áreas do projeto.

Tabela 1 – Informações do pneu

Tala	7"
Diam.	20.5"
Tipo	Slick
Roda	13"

Fonte: Elaborada pelo autor

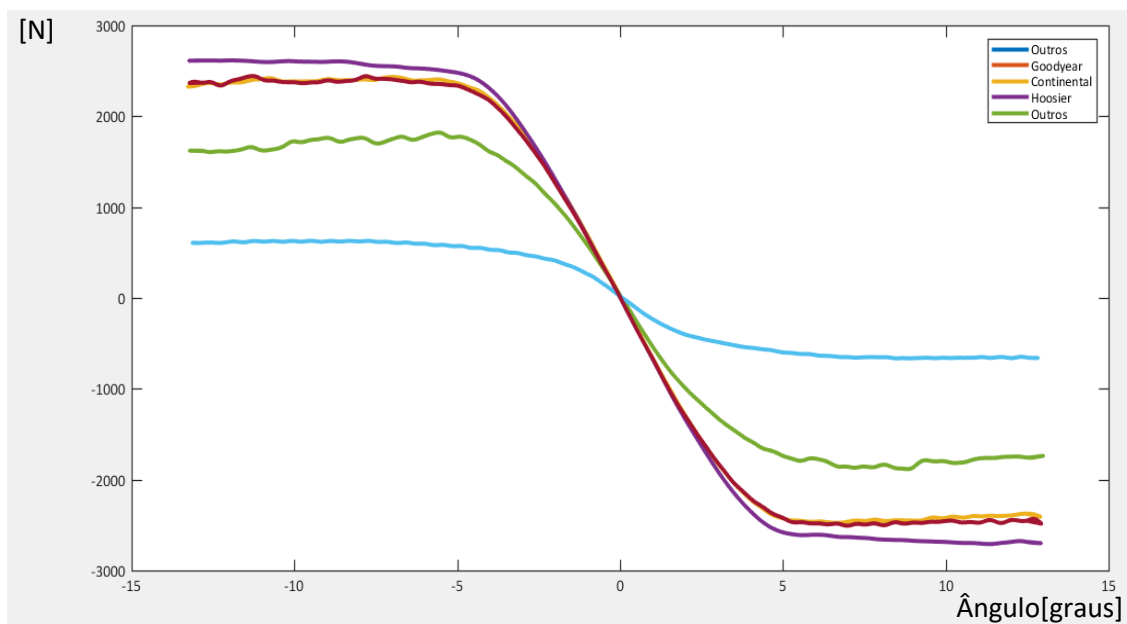
Figura 22 – Pneu Hoosier 20.5x7-13 R25B



Fonte: Bob Woodman Tires⁹

Na figura a seguir, podem ser vistos as curvas referentes ao pneu” Hoosier 20.5x7-13 R25B”. No “apêndice A” do trabalho, pode ser encontrado o código feito no Matlab, para eventuais testes e implementações. Por questões contratuais, o arquivo de dados comprados pelo *Tyre Test Consortium* (TTC) não pode ser anexado no trabalho.

Figura 23 – Comparação dos dados dos pneus tratados no Matlab.



Fonte: Elaborada pelo autor

⁹ Disponível em: < <http://www.bobwoodmantires.com/hoosier-road-racing-bias-slicks/> >. Acesso em: 17 out. 2018

5.3 GEOMETRIA

- **Distância entre eixos e bitola**

O projeto da geometria se inicia com a escolha da bitola e distância entre eixos. A regra da FSAE limita o segundo parâmetro em 1525mm, sendo este o menor valor possível. A fórmula e a tabela apresentadas abaixo elucidam as diferenças entre os diferentes tamanhos deste parâmetro.

$$Transferência\ de\ carga\ longitudinal(N) = Aceleração\ (g) \times \frac{peso(N) \times Altura\ CG(m)}{Distância\ entre\ eixos} \quad (3)^{10}$$

Tabela 2 – Vantagens entre diferentes distâncias entre eixos

Distância entre eixos	Vantagens
Pequena	Maior facilidade do piloto esterçar o carro nas curvas
Grande	Menor transferência de massa da traseira para a dianteira nas frenagens

Fonte: Elaborada pelo autor

A opção escolhida foi a menor distância entre eixos possível (1525mm). Como a competição só possui uma prova de frenagem, foi priorizado obter um maior controle nas curvas. Além disso, a pista da competição limita o nosso protótipo em velocidades não tão elevadas, o que, mais uma vez, requer uma menor preocupação com a perda de contato entre os pneus e o solo através da transferência de massa longitudinal.

Em relação à bitola, tivemos que optar por uma escolha que já tivesse sido utilizada por uma outra equipe e que tivesse um projeto estrutural parecido com o do nosso protótipo, com o valor exato de 2m. Esse *benchmarking* foi necessário pois esse projeto é o nosso primeiro protótipo, de tal forma que não temos informações próprias sobre o parâmetro. A tabela 3 explica as vantagens para diferentes bitolas.

¹⁰ Smith, C. **Tune to win: the art of science of race car development and tuning**. Califórnia: Aero Publishers, 1978, p. 32.

Tabela 3 – Vantagens entre diferentes bitolas

Bitola	Vantagens
Pequena	Maior rigidez do sistema, mantendo os pontos estáticos
Grande	Menor transferência de massa das rodas internas para as rodas externas

Fonte: Elaborada pelo autor

Vale salientar que as bitolas traseira e dianteira possuem valores diferentes. A do terminal frontal possui um tamanho levemente menor, de 1,95m. A diferença se deve, pois, uma vez que a maior parte do peso do carro se encontra na traseira, por natureza, o comportamento em curvas será *Oversteer*. Para corrigir esse fenômeno e tornar o carro cada vez mais neutro, optamos por diferenciar as bitolas.

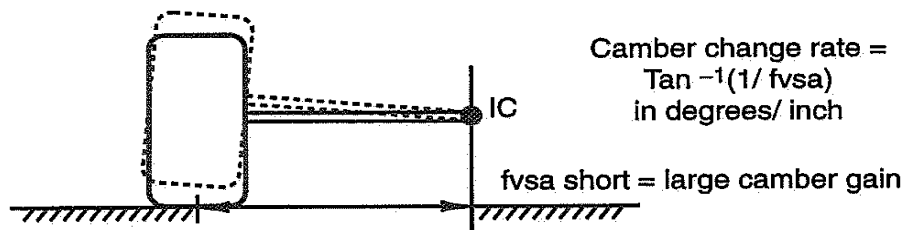
- **Centro instantâneo frontal**

Para definir o centro instantâneo (CI), decidimos utilizar o parâmetro *scrub* para limita-lo, pois, os dois parâmetros interferem-se mutuamente. O CI requer uma grande precisão na fase de manufatura do protótipo, pois qualquer deslocamento nos pontos estabelecidos pela suspensão pode causar uma grande variação na sua altura. Com isso em mente, obtivemos uma variação de CI entre 40mm e 80mm.

O valor escolhido para a altura do CI foi de 67,16mm. A interpretação desse problema foi alcançar um *scrub* positivo com algumas limitações. A primeira justificativa foi colocar a altura do CI a mais próxima do centro de gravidade para diminuir a rolagem do carro em curvas, e a segunda foi alcançar um *scrub* positivo sem aumentar o seu valor demasiadamente, podendo assim, prejudicar a dirigibilidade do veículo.

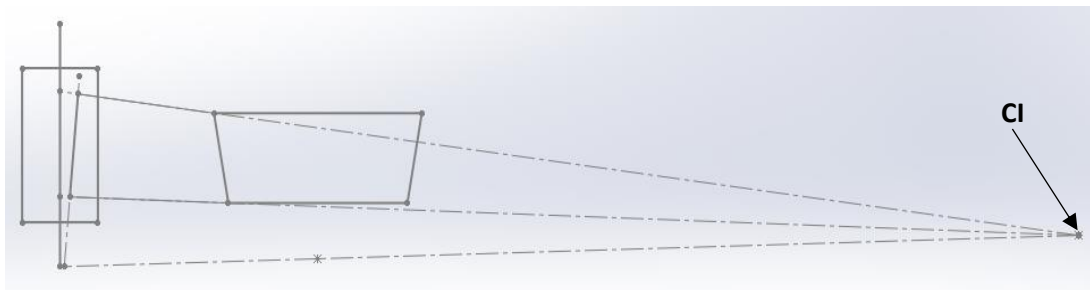
Já a comprimento do CI, conhecido por *Front View Swing Arm* (FVSA), é definido a partir da taxa de variação de cambagem, conforme mostra a figura 24. Sendo um FVSA longo usado para pequenas variações de cambagem, condição adotada pelo projeto. O valor do comprimento do CI foi de 2390mm. A figura 25 representa a posição do CI.

Figura 24 – Equação que define o FVSA



Fonte: MILLIKEN; MILLIKEN, 1995, p. 615

Figura 25 – Centro instantâneo esboçado no Solidworks



Fonte: Elaborada pelo autor

- **Centro de Rolagem (CR)**

A altura do centro de rolagem é consequência da definição da altura do CI frontal. A posição da altura do centro de rolagem tem efeito sobre o carro dependendo da sua distância em relação ao centro de gravidade do veículo. De tal forma que o mais próximo possível do centro de gravidade (CG) fornece uma melhor performance para o veículo, diminuindo sua rolagem em curvas.

Como o protótipo ainda não foi construído, o centro de gravidade é estimado, e assim, a distância da altura do centro de rolagem para o CG terá suas imperfeições de cálculo. Porém, alguns outros pontos foram definitivos para a decisão desse parâmetro, como segue nas tabelas abaixo.

Tabela 4 – Efeitos da altura do centro de rolagem frontal

Centro de Rolagem Frontal	Efeitos
Altura baixa	Em acelerações longitudinais apresenta maior aderência; resposta mais lenta em curva; melhor em pistas planas de alta aderência e curvas de alta velocidade; maior transferência longitudinal para o terminal frontal.
Altura elevada	Em acelerações longitudinais apresenta menor aderência; resposta mais rápida em curva; menor transferência longitudinal para o terminal frontal; usado em pistas com baixa mudança de direções.

Fonte: TORRES, 2011, p. 21, adaptação do autor

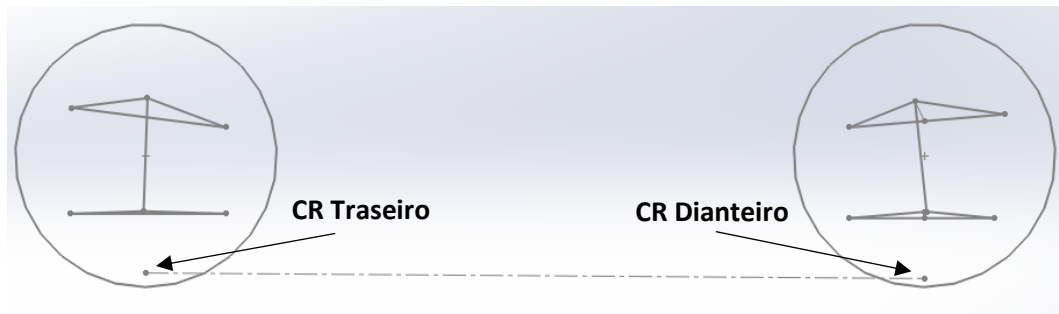
Tabela 5 – Efeitos da altura do centro de rolagem traseiro

Centro de Rolagem Traseiro	Efeitos
Altura baixa	Em acelerações longitudinais apresenta maior aderência; maior transferência longitudinal para o terminal traseiro; menor aderência nas frenagens; usado para o controle da força de rolagem nas entradas das curvas; usado em condições de baixa aderência
Altura elevada	Em acelerações longitudinais apresenta menor aderência; Carro mais difícil de pilotar; usado em condições de alta aderência; usado em pistas rápidas com mudanças de direção.

Fonte: TORRES, 2011, p. 21, adaptação do autor

Outra informação útil para a definição do centro de rolagem dianteiro e traseiro é a posição relativa entre eles. Foi escolhido um CR traseiro mais elevado do que frontal, pois isso ajudará o veículo a manter um melhor controle direcional na entrada das curvas. Com essa compilação de informações junto ao fato de que a altura do CR e do CG devem ser próximas. Os valores encontrados são: 28mm (altura traseira) e 17mm (altura dianteira). A figura abaixo mostra o esboço do eixo de rolagem.

Figura 26 – Eixo de rolagem esboçado no Solidworks

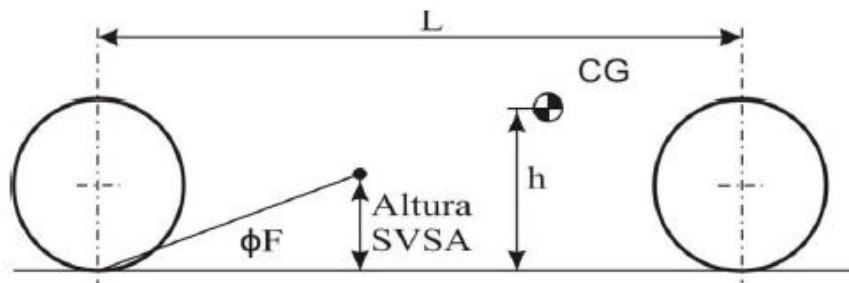


Fonte: Elaborada pelo autor

- ***Anti-lift e Anti-dive***

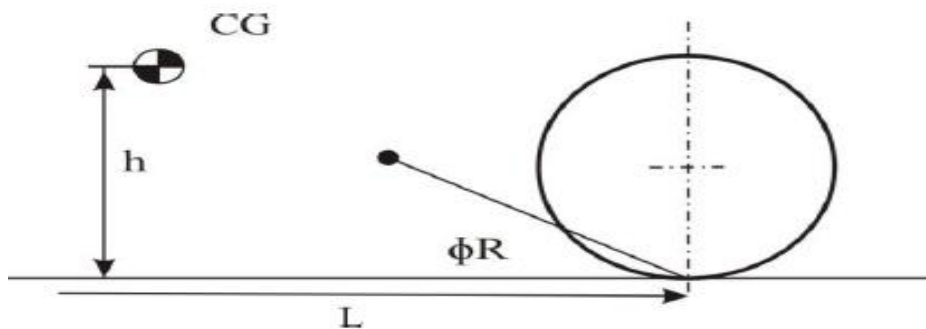
Esses dois parâmetros são determinantes para as inclinações das bandejas da suspensão. Eles influenciam a capacidade do veículo em transferir massa longitudinalmente. Como o protótipo tem uma distância entre eixo pequena, decidimos adotar um valor de entre 60% e 40% para os dois parâmetros. As figuras e fórmulas abaixo resumem o procedimento utilizado para alcançar o valor de cada um deles desejado.

Figura 27 – Geometria *Anti-dive*



Fonte: MILLIKEN; MILLIKEN, 1995, p. 617

Figura 28 – Geometria *Anti-lift*



Fonte: MILLIKEN; MILLIKEN, 1995, p. 617

Abaixo seguem as fórmulas¹¹ utilizadas para calcular os ângulos de “Anti”:

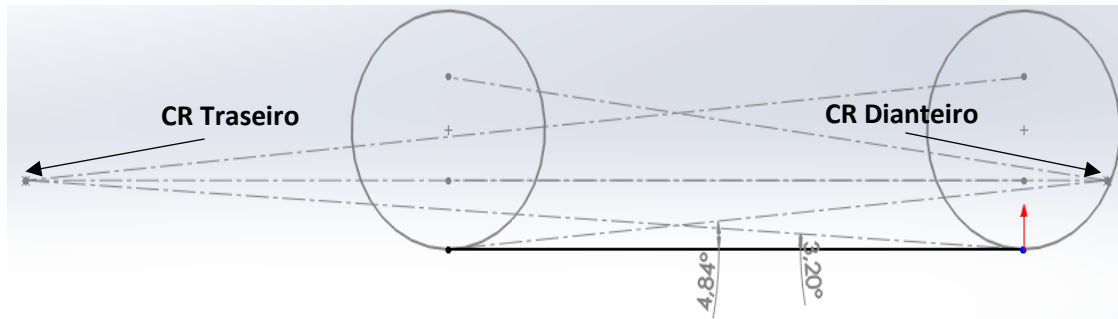
$$\%Anti - dive = (\%frenagem\ frontal) \times \tan(\phi F) \times \left(\frac{L}{h}\right) \quad (4)$$

e

$$\%Anti - lift = (\%frenagem\ traseira) \times \tan(\phi R) \times \left(\frac{L}{h}\right) \quad (5)$$

Como pode ser percebido nas figuras, os parâmetros acima também limitam a altura do Centro Instantâneo lateral. Os valores de *anti-dive* e *anti-lift* encontrados são, respectivamente: 3,2° e 4,84°. A figura abaixo ilustra a geometria traçada no CAD.

Figura 29 – Esboço traçado no Solidworks para a geometria lateral



Fonte: Elaborada pelo autor

- **Kingpin**

O *kingpin* é um parâmetro que deve ser estimado previamente e configurado durante as corridas para obter o melhor ângulo, através de sensores ou julgamento do piloto. O ângulo estimado foi de 6° seguindo as orientações dos autores Milliken e Milliken (1995), afirmando que quando se utiliza tração traseira, como nos carros de corrida, é comum utilizar ângulos *kingpin* menores que 8°. Esse ângulo afeta o desempenho do carro quando as rodas estão esterçadas.

- **Cambagem**

A cambagem é um parâmetro de extrema importância para o veículo alcançar uma boa performance nas curvas, através do alcance de uma maior aderência dos pneus com o solo. O valor estimado foi obtido através de um *benchmarking* entre equipes com um protótipo parecido com o nosso protótipo, sendo este valor igual à 1° negativo.

¹¹ Milliken, W. F.; Milliken, D. Race Car Vehicle Dynamics. Pennsylvania: SAE International, 1995, p. 618.

Posteriormente foi feito um teste com sensores de temperatura a laser, como pode ser observado na figura abaixo. O veículo é colocado em pista, e após completar um dado circuito, utiliza-se um sensor para medir a temperatura em três pontos de mesma distância no topo do pneu. A cambagem ideal é aquela que oferece uma maior equidade entre as temperaturas medidas no pneu. Após alguns testes com o veículo correndo na própria universidade, foi verificado que o melhor ângulo de cambagem para o nosso protótipo é $1,2^\circ$, valor aproximado do obtido através do *benchmarking* com outras equipes.

Figura 30 – Sensor de temperatura a laser



Fonte: Alicdn¹²

- **Caster**

O último parâmetro da geometria da suspensão foi o *Caster*. Assim como os dois parâmetros anteriores, foi feito um *benchmarking* com equipes que dispunham de um protótipo com similaridades de massa. O valor estimado foi de 2° . O maior efeito do *Caster* está na capacidade de esterçamento do piloto. Este parâmetro oferece o que chamamos de “Trilha mecânica”, que nada mais é do que um torque utilizado para esterçar o carro. Para melhorar o

¹² Disponível em: <<https://ae01.alicdn.com/kf/HTB1DHPZE29TBuNjy1zbq6xpepXaU/UNI-T-UT305A-50-1-Infrared-IR-Thermometer-Laser-Temperature-Gun-Meter-Sensor-Range-50-1050.jpg>>. Acesso em: 17 out. 2018.

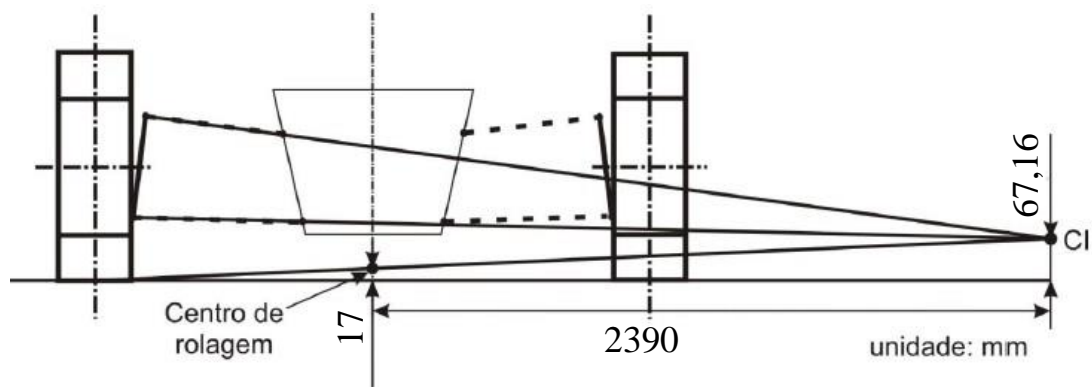
valor estimado, foram feitos testes com o piloto, onde o *Caster* foi ajustado em um intervalo de 2° à 6° .

Foi compreendido que um *Caster* pequeno faria com que o piloto utilizasse muita força no volante e um *Caster* grande faria com que o piloto perdesse a sensibilidade do volante. O valor ideal encontrado após os testes foi de 3° .

- **Vista Frontal**

Para a suspensão traseira os mesmos parâmetros foram utilizados. A figura abaixo representa o resultado da geometria que será simulada.

Figura 31- Resultado da vista frontal

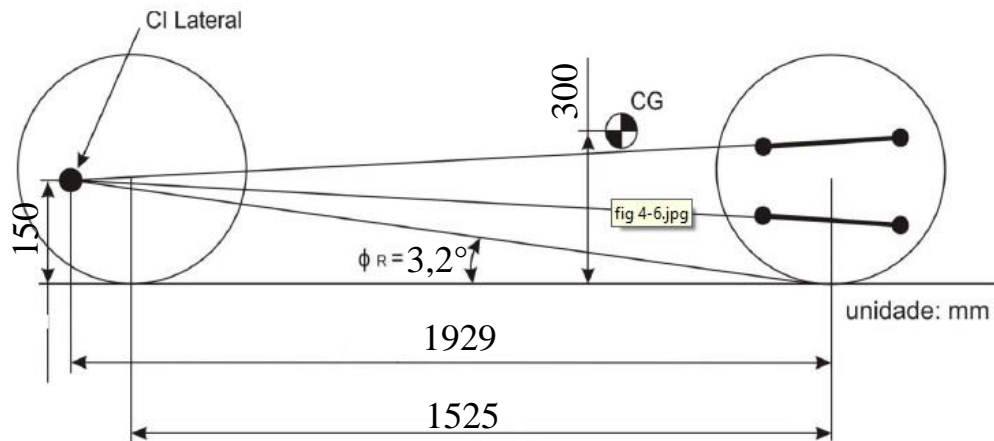


Fonte: TORRES, 2011, p. 29, adaptação do autor

- **Vista Lateral**

A vista lateral vai mostrar a distância entre eixos, distância entre eixos e ângulo *anti-dive*. A figura abaixo representa esses parâmetros.

Figura 32 – Resultado da vista lateral

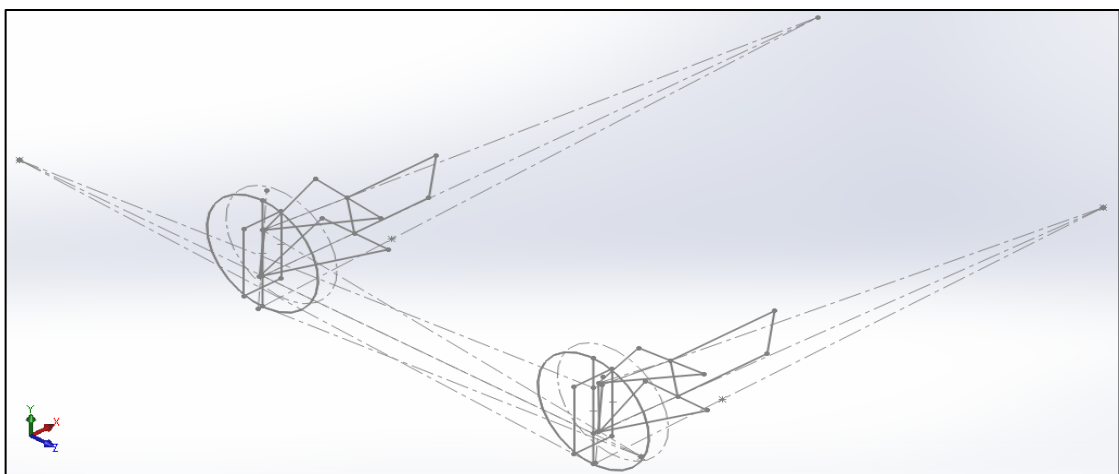


Fonte: TORRES, 2011, p. 29, adaptação do autor

- **Esboço no Solidworks**

Como foi falado nos capítulos introdutórios do presente trabalho, o software utilizado para fazer o esboço da geometria foi o Solidworks. A metodologia utilizada para esboçar todos os parâmetros com as referências corretas está explicitada no livro do Milleken e Milliken (1995, p. 630). O método foi adaptado para ser utilizado no software 3D, uma vez que os autores citados anteriormente se dispõem a ensinar o método para ser realizado numa folha de papel 2D. A figura abaixo representa o trabalho que foi obtido através da metodologia dos autores.

Figura 33 – Esboço completo da geometria no Solidworks



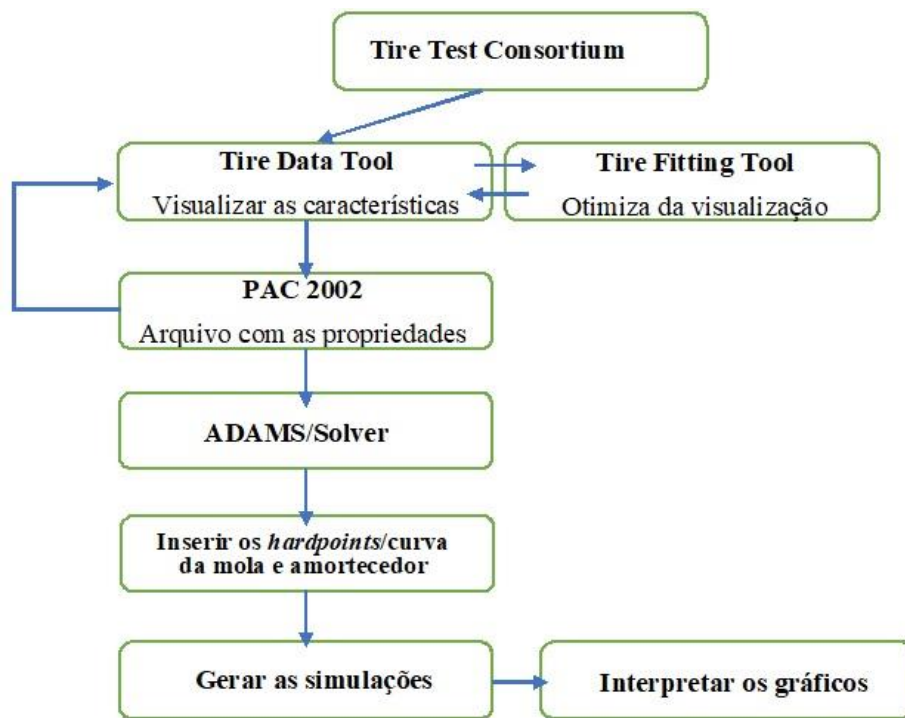
Fonte: Elaborada pelo autor

A partir dos pontos obtidos no software, a geometria será exportada para o Adams Car para ser simulada dinâmica e cinematicamente.

5.4 SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO

A simulação no ADAMS segue na imagem abaixo.

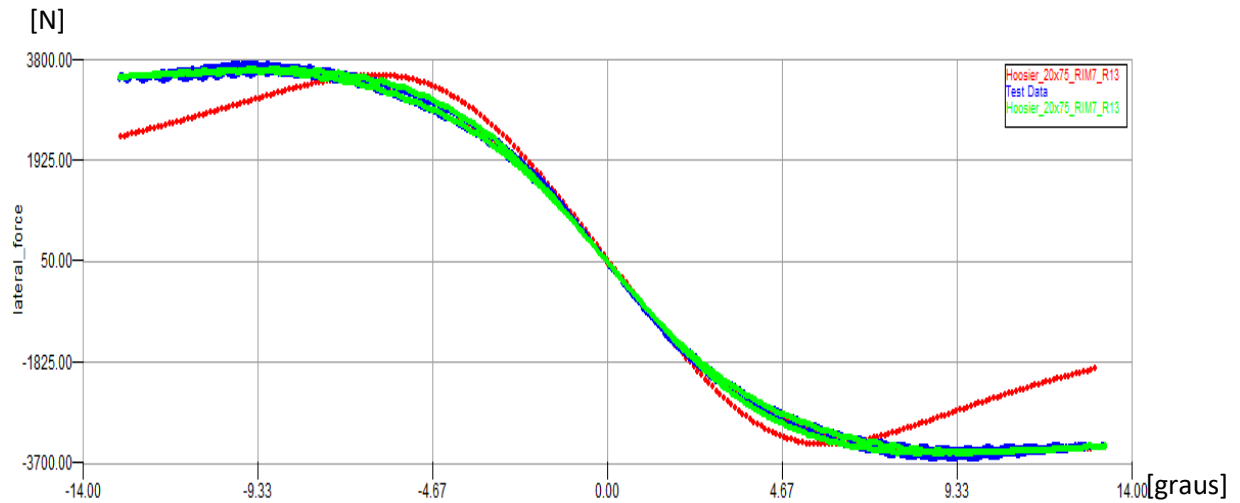
Figura 34 - Fluxograma da simulação no ADAMS



Fonte: Elaborada pelo autor

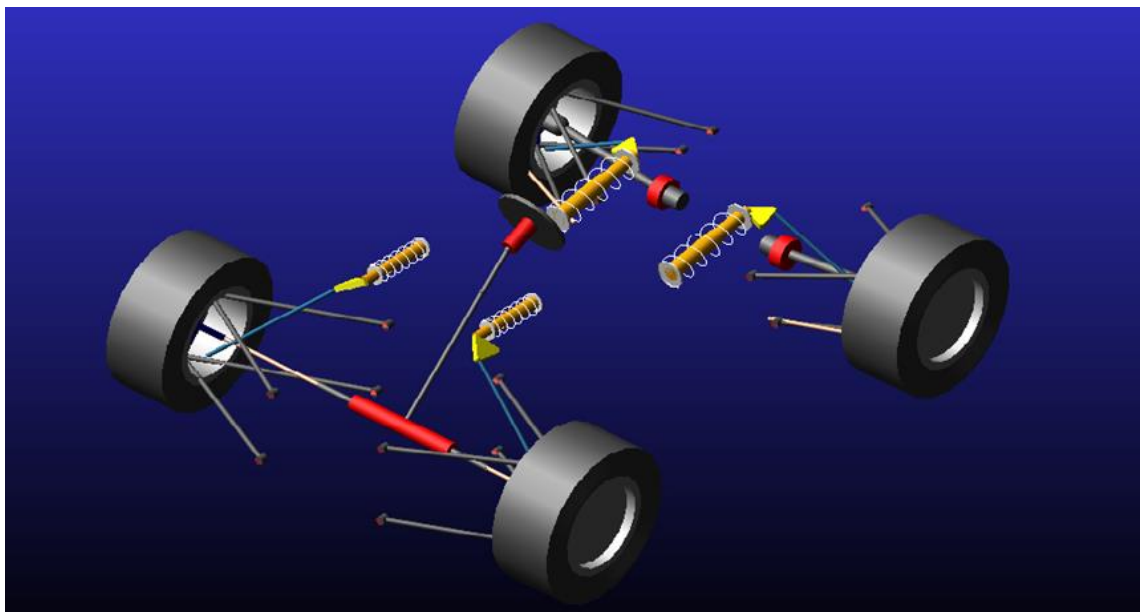
A figura 35, exibida abaixo é referente à comparação entre os dados do modelo matemático e o que é lido pelo ADAMS Car, mais especificamente pelo *Fitting Tool*. No caso, pode-se observar que houve uma congruência entre o modelo matemático, representado pela linha vermelha, e o modelo de *Fitting tool*, exibido com a linha azul, para forças laterais de até 5G. Como o veículo projetado aqui está estimado para gerar, no máximo, 2G, consideramos o modelo como apropriado. A figura seguinte (36) mostra o modelo do carro depois que todos os *hardpoints* são inseridos. A geometria das peças é aproveitada de um modelo padrão para Formula SAE. À medida que os *hardpoints* são inseridos, o modelo toma a sua forma de acordo com a figura 36.

Figura 35 – Comparação entre o modelo matemático e ADAMS *Fitting tool*



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 36 – Modelo do carro no ADAMS Car



Fonte: Elaborada pelo autor

Após realizar todo o modelamento do carro no ADAMS Car, são geradas dois tipos de simulações para posterior análise dos gráficos. A primeira simulação é a chamada “viagem paralela das rodas”, onde o movimento é parecido com o do carro passando por uma lombada. A segunda simulação é uma simples rolagem, que representa exatamente o movimento que o veículo faz durante uma curva. Assim, a simulação é analisada pelo software e uma gama de correlações entre diversos parâmetros podem ser feitas. Alguns dos gráficos gerados estão apresentados no Apêndice C.

5.5 COJUNTO MOLA-AMORTECEDOR

O projeto do balancim é de extrema importância para o controle do carro. Isso porque esta peça é responsável por transmitir o movimento feita pela roda, ao levantar ou abaixar durante a pilotagem, para o conjunto mola-amortecedor. Além de transmitir o movimento, ele amplia, cinematicamente, a distância de levantamento das rodas até o conjunto mola-amortecedor, com um parâmetro conhecido como “relação de movimento” (RM).

O projeto do balancim consiste exatamente em achar essa relação de movimento e verificar como esse parâmetro afetará a frequência natural do veículo em movimentos longitudinais e também as suas taxas de rolagem nas curvas. O conjunto de equações abaixo elucida os cálculos¹³ realizados no projeto.

Dados de entrada:

- Massa total do carro com piloto = 300kg;
- Distância entre o CG e o eixo de rolagem = 3,286mm;
- Bitola = 1,21m;
- Coeficiente de mola = 113832 N/m;
- Porcentagem de peso frontal = 40%;
- Porcentagem de peso traseiro = 60%;
- Frequência natural = 3,5hz;
- Massa não suspensa frontal = 15kg;

$$RM = \sqrt{\frac{\text{Coef.de mola}}{4 \times \pi^2 \times f^2 \times \text{massa frontal} \times \text{massa não suspensa frontal}}} \quad (6)$$

$$RM = 1,59 \quad (7)$$

¹³ As equações 6 até 19 foram retiradas de: GIARAFFA, M. **Tech Tip: Springs & Dampers, Part Two**, Attack of the Units. Disponível em: <http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/Springs%26Dampers_Tech_Tip_2.pdf> Acesso em: 18 out. 2018.

$$Taxa da roda = \sqrt{\frac{Coef.de mola}{RM^2}} \quad (8)$$

$$Taxa de rolagem = \sqrt{\frac{\pi \times Bitola^2 \times taxa da roda^2}{180 \times 2 \times taxa da roda}} \quad (9)$$

$$Taxa de rolagem = 570 \text{ Nm/deg} \quad (10)$$

$$Gradiente de rolagem = \frac{Massa total \times g \times dist.entre CG e Eixo de rolagem}{2 \times Taxa de rolagem} \quad (11)$$

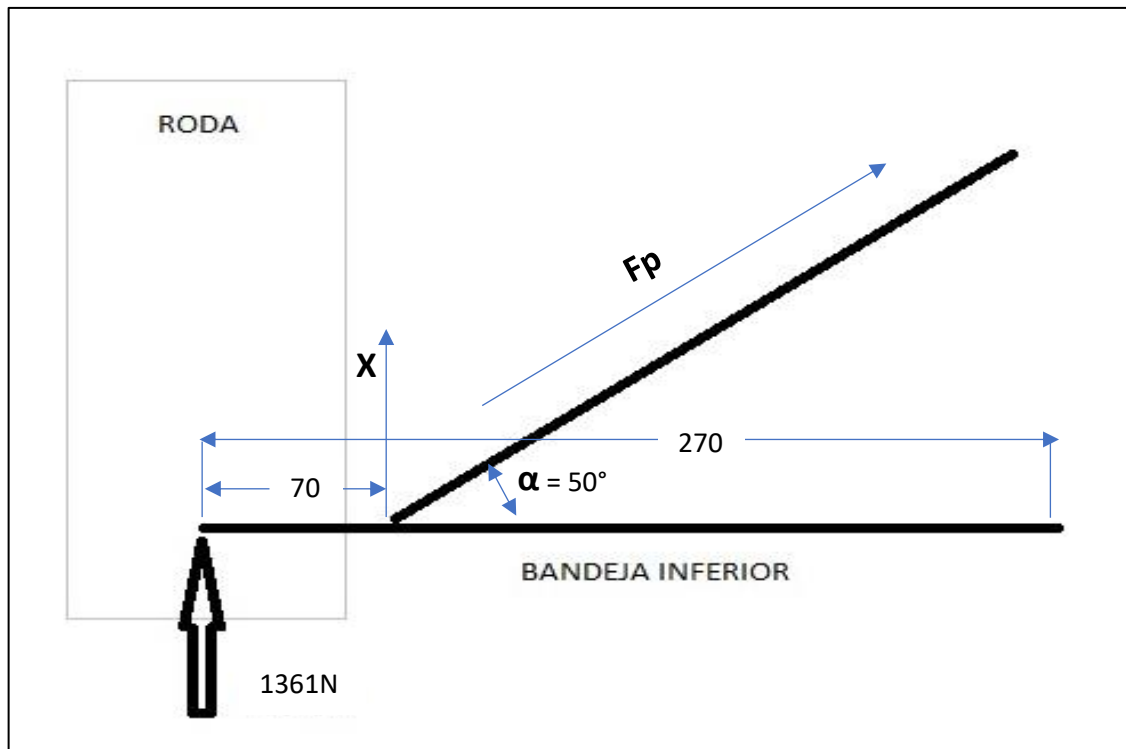
$$Gradiente de rolagem = 0,777 \text{ deg/g} \quad (12)$$

Essa relação de movimento do balancim deve ser alcançada não somente através da relação entre os lados da peça. Mas também através do conjunto estabelecido com a haste que pressiona o balancim (*push rod*). Essa haste é inclinada em dois planos, e essa inclinação, por si mesma, já confere um ganho ou perda de movimento na transmissão das rodas para o amortecedor. O ideal é simular o conjunto no Solidworks, alterando a posição de fixação do balancim, e os dois lados da peça até chegar no RM desejado. Outra opção é simular no ADAMS Car. No presente projeto foram feitas as duas metodologias, e, após a comparação, foi encontrado uma variação de 1,8% entre os resultados.

5.6 ANÁLISE ESTRUTURAL DO BALANCIM

A carga máxima esperada na roda é 1361N. Essa força será decomposta até encontrarmos o valor exercido no balancim de fato. Nas figuras abaixo, é mostrado o desenvolvimento dessa análise. Na figura 37 é feito o momento em torno do ponto mais interno da bandeja para acharmos a força em “X”. Essa força encontrada é, então, decomposta de acordo com o ângulo que o *push rod* faz com a bandeja inferior, encontrando a força exata que é aplicada no balancim. Depois é utilizado as fórmulas 16 até 19 para encontrar a força exercida pela mola.

Figura 37 – Configuração da força no sistema de Pushrod

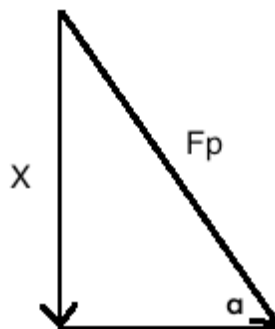


Fonte: Elaborada pelo autor

$$X (270) = 1361N (270 + 70) \quad (13)$$

$$X = 1714,5N \quad (14)$$

Figura 38 – Decomposição de força



Fonte: Elaborada pelo autor

$$F_p = 2228N \quad (15)$$

A força no *Pushrod* é 2228N. Como o balancim é composto por duas chapas, dividiremos essa força por 2.

$$RM = \sqrt{\frac{\text{Taxa de roda}}{\text{Coef. de mola}}} \quad (16)$$

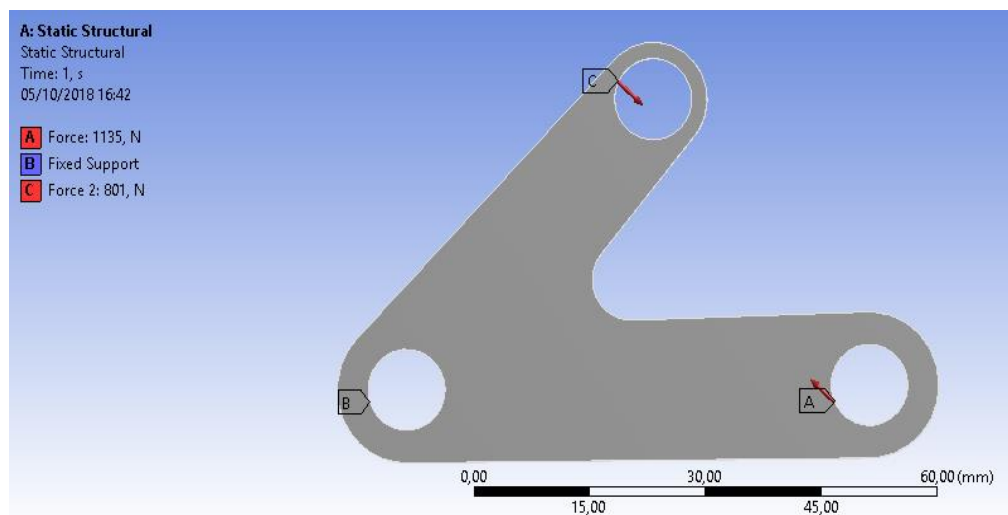
$$\text{Coef. de mola} = \frac{\text{Taxa de mola}}{RM^2} \quad (17)$$

$$\text{Força da mola} = \frac{\text{Força da roda}}{RM^2} \quad (18)$$

$$\text{Força da mola} = 801N \quad (19)$$

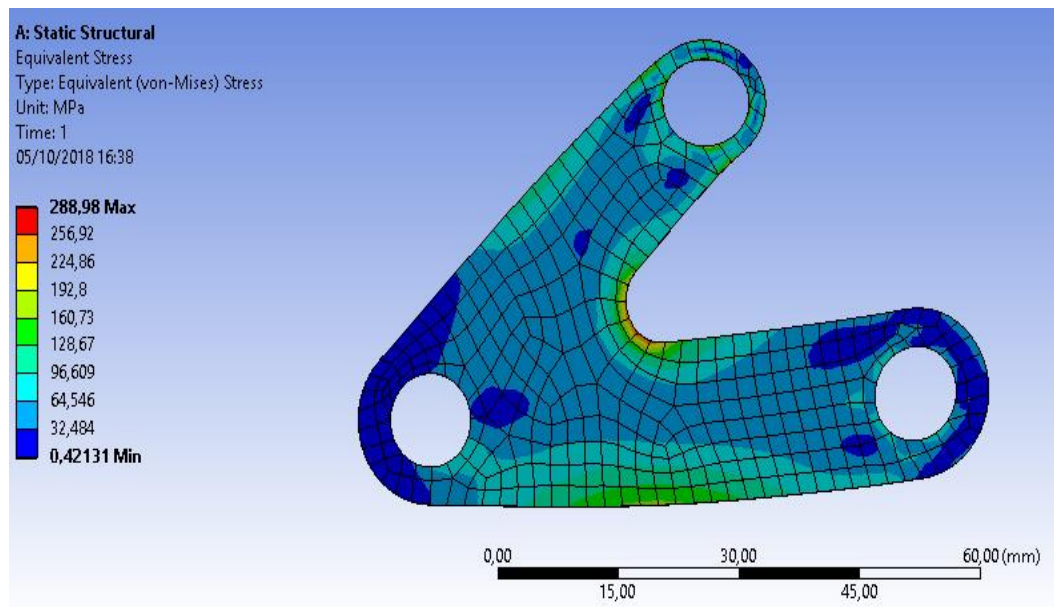
Esses valores, juntamente com o modelo de CAD feito no Solidworks, é inserido no software ANSYS Structural para análise estrutural. O material utilizado é Aço SAE 1045. O intuito da simulação é compreender as tensões de *Von Mises* da peça assim como o Fator de Segurança para tal geometria e material escolhidos. A força no ponto C é igual à 801N e no ponto A é igual à 1135N.

Figura 39 – Esquema das forças no balancim



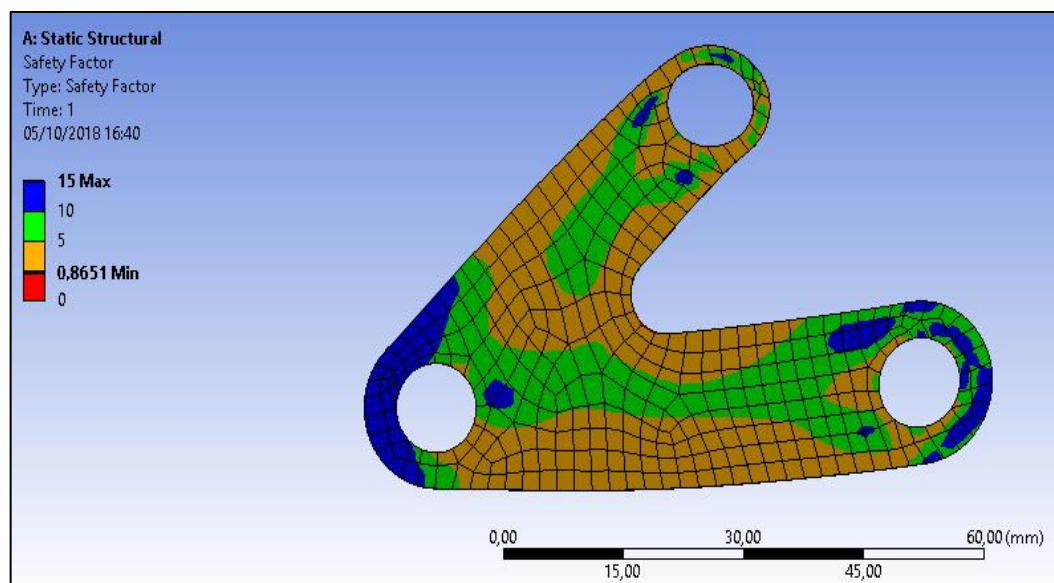
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 40 – Tensões de Von Mises



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 41- Fator de segurança



Fonte: Elaborada pelo autor

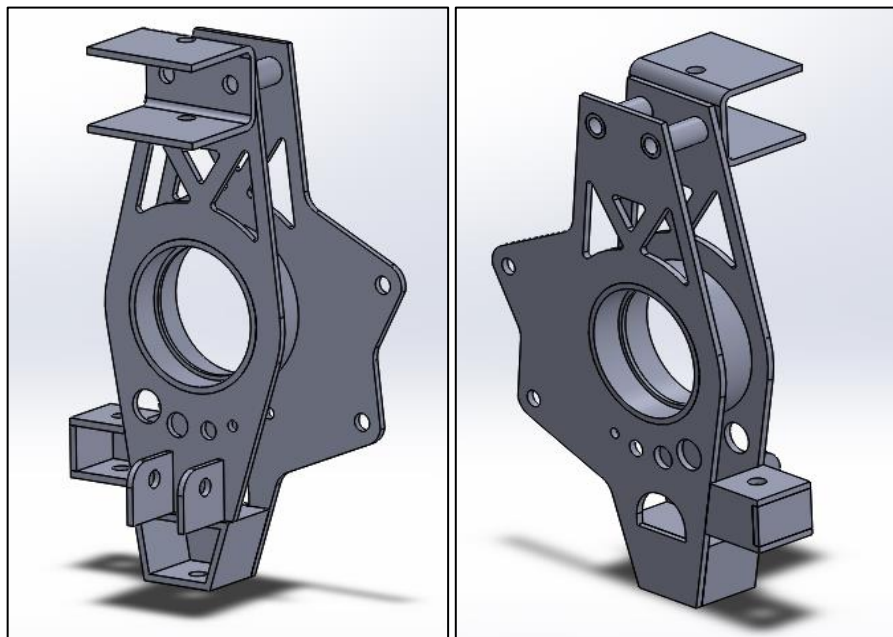
Como pode ser observado, o coeficiente de segurança da peça, para o aço SAE 1045, é acima de 1 para as maiores forças possíveis da peça. Mais especificamente, o menor valor de segurança achado na peça foi de 2,4. Assim, estando coerentemente validada, a peça pode ser enviada para realização da sua manufatura.

5.7 ANÁLISE ESTRUTURAL DO MONTANTE

Como dito anteriormente, o montante é uma peça que une os sistemas de suspensão, freio, roda, pneu e a ponta de eixo. Por tanto, as forças aplicadas nessa peça são provenientes das forças de cada um desses sistemas. Na verdade, as forças do montante são uma combinação de situações, como uma frenagem juntamente à uma rolagem, por exemplo. Ou uma aceleração juntamente à um movimento de elevação frontal. Para o presente trabalho, foi percebido, através dos dados de pneu e cálculos de transferência de massa, que as maiores forças possíveis aplicadas no montante são geradas através de uma aceleração juntamente com uma transferência de massa por rolagem.

O material utilizado na peça é o Aço SAE 1045. As informações de geometria e material foram introduzidas no ANSYS Structural para validação estrutural. As imagens abaixo mostram o modelo proposto para avaliação desenhado no Solidworks.

Figura 42 – Modelo do montante no Solidworks

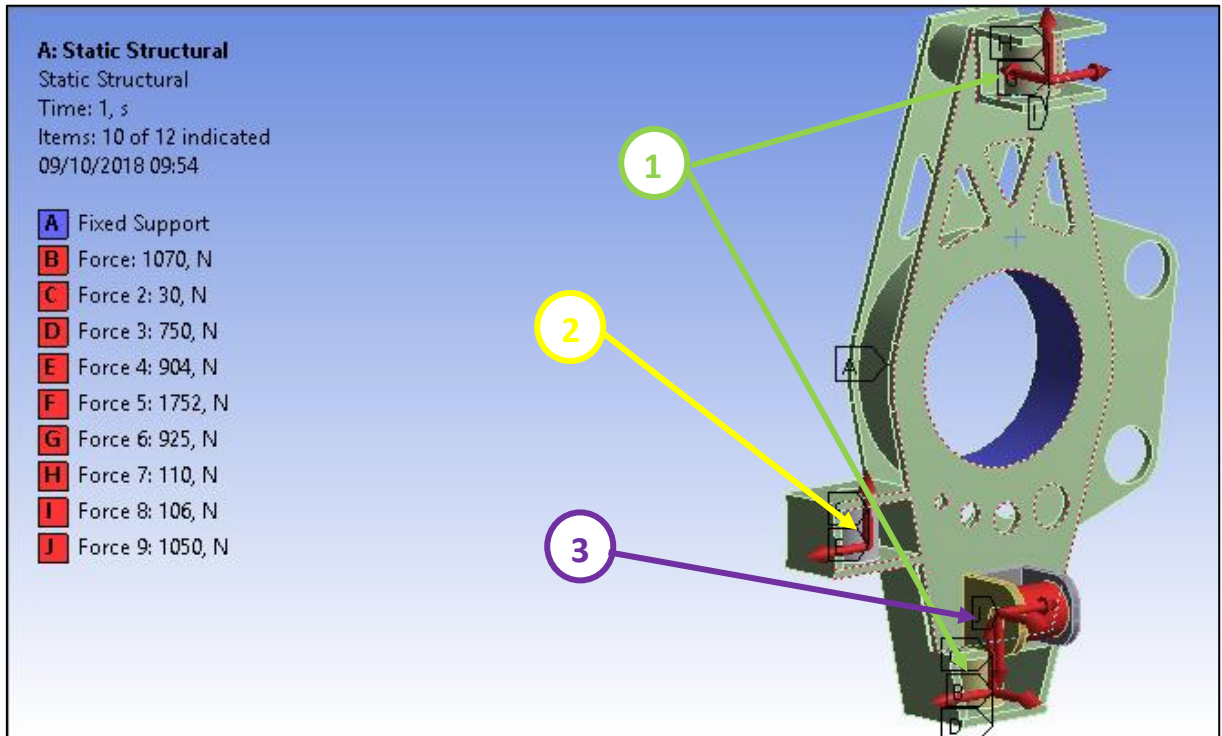


Fonte: Elaborada pelo autor

As forças enumeradas como “1” na figura 43, são provenientes dos braços da suspensão, geradas por aceleração longitudinal dos pneus e transferência de massa na rolagem. As forças enumeradas como “2” são provenientes do esterçamento do carro. Por último, as

forças enumeradas como “3” são geradas pelo *pushrod*, à medida que este tenta pressionar o conjunto de mola amortecedor na rolagem.

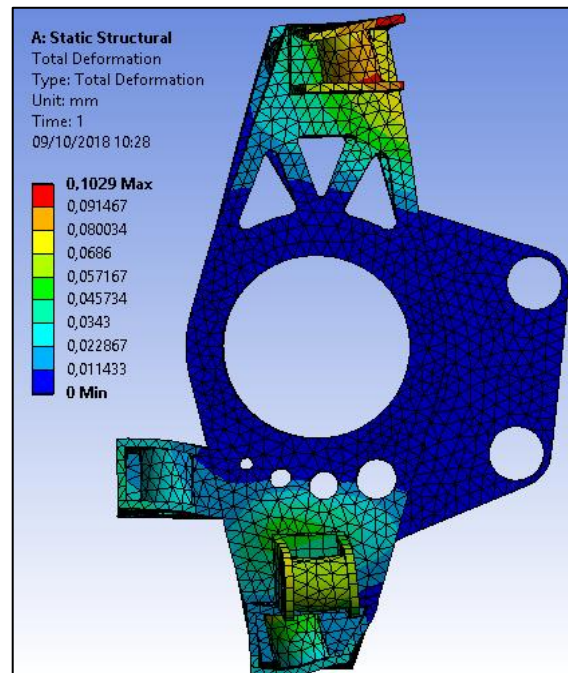
Figura 43 – Esquema de forças no montante



Fonte: Elaborada pelo autor

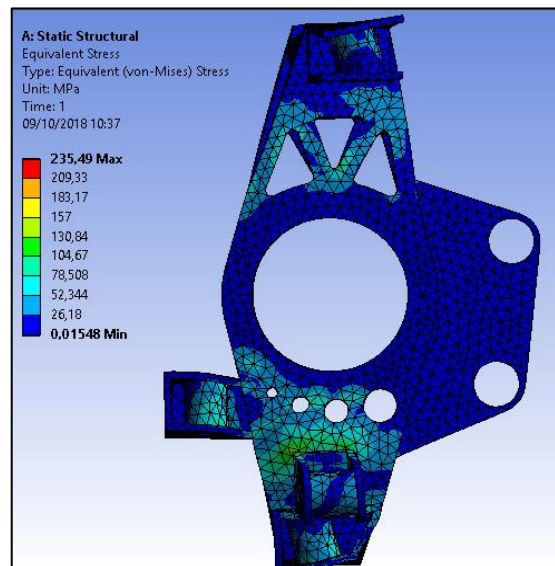
A primeira simulação é referente à deformação da peça. Uma vez que os pontos da suspensão são definidos, é de extrema importância que não exista variação desses pontos por deformação da peça. Esse conceito é conhecido, na literatura internacional, por *compliance*. A segunda simulação é referente às tensões de *Von Mises*, sendo analisado que a maior tensão encontrada é de 235MPa. Gráficamente é analisado que a peça possui pontos que as tensões são extremamente baixas, o que leva a pensar que uma redução de massa nesse local poderia ser realizada. Porém, essa região é responsável por alocar os rolamentos da roda. Portanto, se configura como uma região que necessita de um coeficiente de segurança maior.

Figura 44 – Simulação de deformação no ANSYS



Fonte: Elaborada pelo autor

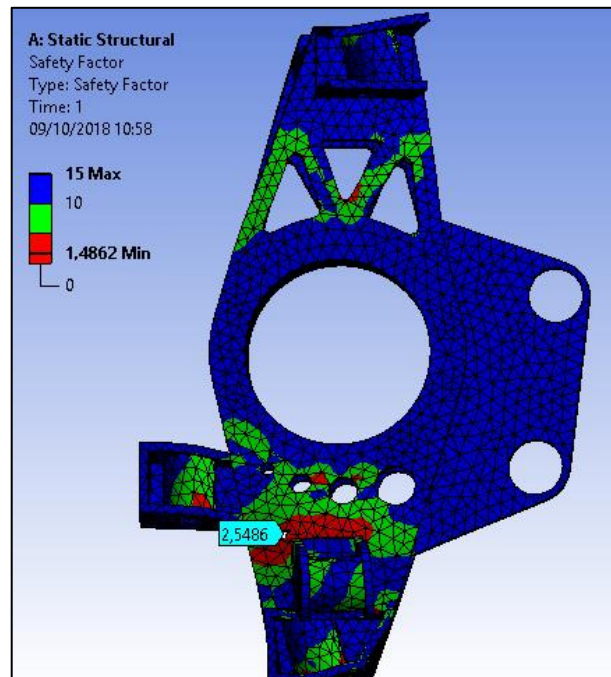
Figura 45 – Simulação tensões de Von Mises



Fonte: Elaborada pelo autor

A última simulação é referente ao coeficiente de segurança. O menor coeficiente é de 1,48 (conforme apresentada na figura 46). Esta última análise valida as escolhas de geometria e material (Aço SAE 1045) para posterior manufatura.

Figura 46 – Simulação fator de segurança



Fonte: Elaborada pelo autor

6 ANÁLISE DA DIREÇÃO

6.1 GEOMETRIA

O projeto de geometria do sistema de direção tem início com a escolha do tipo de geometria que será utilizado. Essa escolha pode ser feita de duas maneiras: pelo *feedback* do piloto ou pela performance do carro na pista. Cada tipo de piloto tem uma preferência de comportamento direcional nas curvas, mas cada tipo de geometria confere um tipo de performance diferente nas curvas também, onde muitas vezes se sobrepõe ao conforto do piloto.

Nossa escolha se iniciou através de uma pesquisa entre as modalidades de automobilismo. Foi percebido que carros de corrida de pista são mais inclinados a usarem a geometria do tipo antiackermann, a exemplo da Formula 1. Depois, testes foram feitos no modelo Formula SAE de universidades parceiras. Utilizamos veículos com geometria ackermann e antiackermann, e sensores do tipo “Acelerômetro”. Foi percebido que a geometria antiackermann oferece uma melhor performance nas curvas. O sensor indicou 1.62G de força lateral para a geometria ackermann e 1.76G de força lateral para a geometria antiackermann. O

motivo é que a neste tipo de configuração a roda externa do veículo esterça mais do que a interna (conforme figura abaixo). Como a roda externa possui maior tração, devido à transferência de carga, o veículo vai ter uma maior recuperação nas curvas.

Figura 47 – Geometria Antiackermann usada na Formula 1

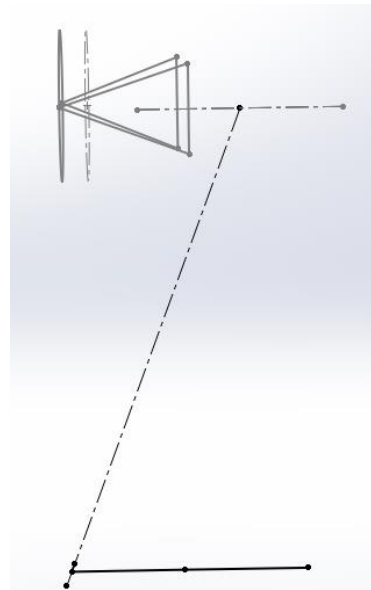


Fonte: Blog de ABG Motorsport¹⁴

Para fazer a geometria antiackermann no solidworks é utilizado a metodologia empregada no tópico 4.3 e figura 17 do presente trabalho. Uma linha deve ser traçada partindo do “braço de esterçamento” até o eixo traseiro, conforme é possível ver na figura abaixo.

¹⁴ Disponível em: <http://andre-bg.zip.net/arch2008-05-11_2008-05-17.html>. Acesso em: 17 out. 2018.

Figura 48 – Geometria ackermann esboçada no Solidworks



Fonte: Elaborada pelo autor

6.2 CINEMÁTICA DO MOVIMENTO

A cinemática do movimento do sistema de direção estabelece a relação entre a angulação das rodas e a angulação do volante movido pelo piloto. Essa relação é estabelecida, basicamente, pela cinemática da engrenagem que está no sistema. Para iniciar o dimensionamento precisamos escolher o quanto é desejável para o piloto esterçar o volante até a angulação máxima dos pneus. Para carros de competição, devido a velocidade em que o veículo realiza as manobras, é preferível que a angulação do volante esteja em torno de 90°.

É sabido, também, que o raio da menor curva possível da pista de formula SAE é 5m, usaremos 4m como segurança. Assim, através das equações¹⁵ abaixo, obteremos o ângulo que o carro deve realizar para performar a curva.

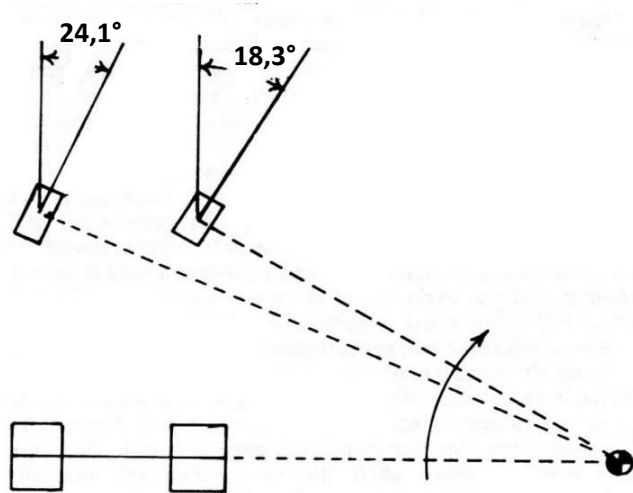
$$Ang. interno = \frac{Dist.entre eixos}{Raio da Curva + \frac{Bitola}{2}} \quad (20)$$

$$Ang. externo = \frac{Dist.entre eixos}{Raio da Curva - \frac{Bitola}{2}} \quad (21)$$

O resultado obtido, respectivamente é: 18,3° e 24,1°.

¹⁵ Milliken, W. F.; Milliken, D. Race Car Vehicle Dynamics. Pennsylvania: SAE International, 1995, p. 717.

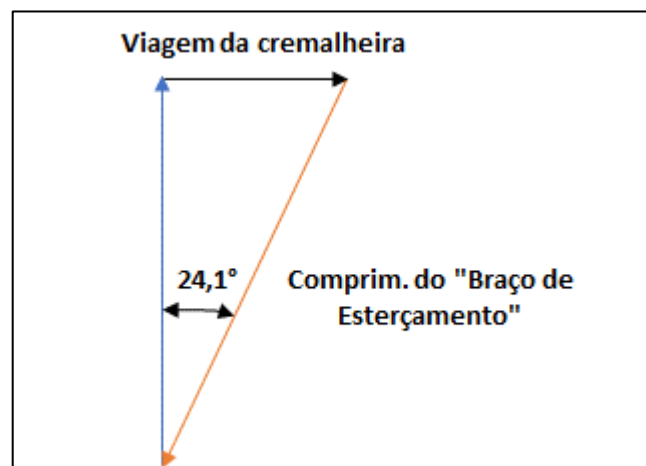
Figura 49 – Ângulos de esterçamento



Fonte: SMITH, 1978, p. 60, adaptação do autor

Em seguida, é calculado a viagem que a cremalheira terá que fazer para alcançar o ângulo externo. O procedimento é explicado na figura e fórmula abaixo.

Figura 50 – Viagem da cremalheira



Fonte: Elaborada pelo autor

Como o “Braço de esterçamento” tem comprimento igual à 70mm, a viagem da cremalheira terá 28,27mm.

Acharemos, agora, o fator que relaciona a viagem da cremalheira com o diâmetro primitivo do pinhão, conforme equações¹⁶ abaixo.

¹⁶ Milliken, W. F.; Milliken, D. Race Car Vehicle Dynamics. Pennsylvania: SAE International, 1995, p. 718.

$$Fator\ C = \frac{viagem\ da\ cremalheira\ x\ âng.volante}{360} \quad (22)$$

$$Raio\ Primitivo = \frac{Fator\ C}{2 \times \pi} \quad (23)$$

Fator C encontrado é de 113,09mm e Diâmetro primitivo de 36mm.

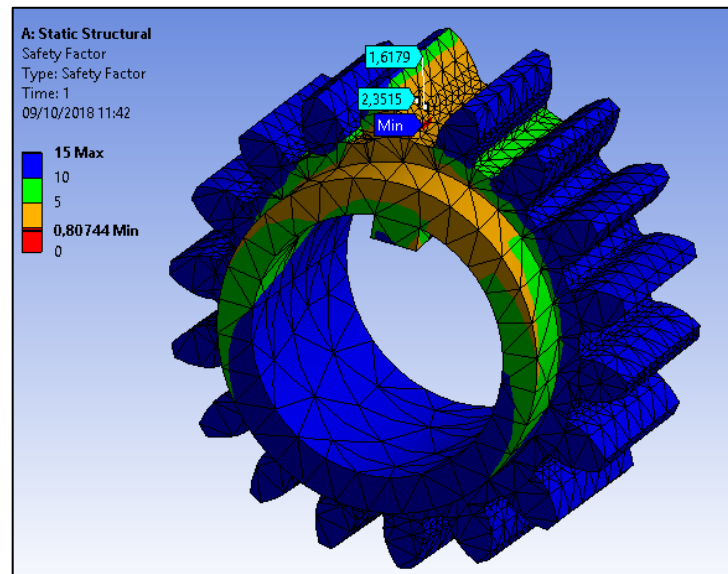
6.3 ANÁLISE ESTRUTURAL DO SISTEMA

A proposta geral da equipe Formula E UFPB é utilizar o software ANSYS como meio de realizar as análises estruturais de todas as peças do protótipo. Essa escolha é tomada devido ao maior nível de acuidade que uma análise numérica oferece frente a uma solução analítica.

Porém, antes de modelar o sistema “pinhão-cremalheira” no ANSYS Structural, é achado uma solução analítica utilizando a teoria da AGMA. Foi utilizado um torquímetro, e medido o torque máximo aplicado pelo piloto no sistema de direção. Esse torque máximo acontece quando o piloto angula o 90° e a direção fica travada no ponto máximo do seu curso. O valor de torque encontrado foi de 90N.m. Sob essas condições, e sabendo que o diâmetro primitivo deve ser 36mm, foi achado o valor de Módulo 2 e 18 dentes para estabelecer o melhor compromisso entre peso e resistência.

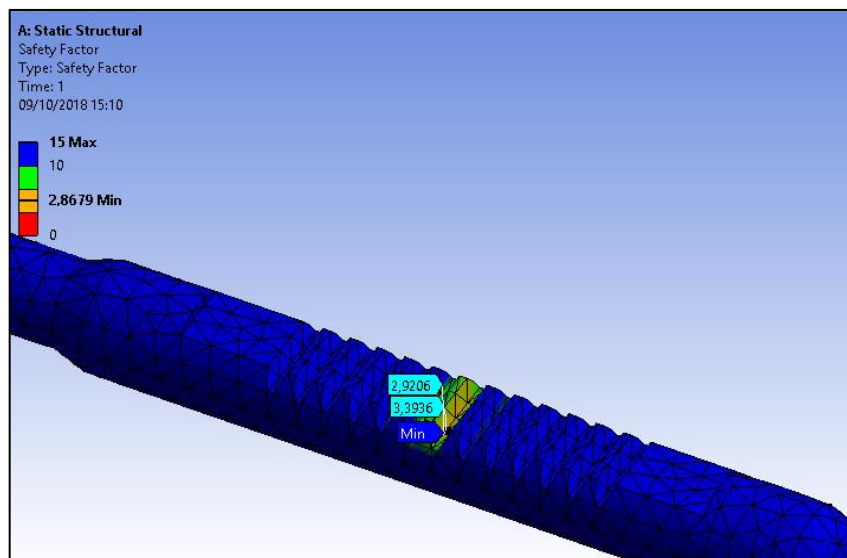
A engrenagem proposta foi inserida no ANSYS e o torque encontrado pelo torquímetro foi igualmente aplicado no modelamento da peça. O material utilizado foi o Aço SAE 4130, que possui o limite de escoamento próximo de 460Mpa. A imagem abaixo mostra o fator de segurança. Deixando claro que o valor mínimo de 0,8 para coeficiente é referente a uma descontinuidade (o que descarta este valor). O verdadeiro valor mínimo também está representado na figura, sendo de 1,6.

Figura 51 – Simulação fator de segurança do pinhão



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 52 – Simulação fator de segurança da cremalheira



Fonte: Elaborada pelo autor

Como pode ser visto na figura 52, a cremalheira obtém um valor de 2,9 para o mínimo fator de segurança da peça. É visto, também, que o resto da peça quase não é afetada pelas forças exercidas. Será abordado, mais à frente no presente trabalho, uma sugestão para futuras pesquisas sobre o tema, onde esse problema poderá ser resolvido mantendo um melhor compromisso entre resistência e o peso da peça. Porém, a peça avaliada está validada para posterior manufatura.

7 CONCLUSÃO

7.1 CONCLUSÃO

O maior intuito do projetista de protótipos do tipo formula SAE é obter uma maior performance nas pistas. Esse objetivo é principalmente alcançado através da redução geral de peso das peças do veículo e através de um projeto cinemático e dinâmico bem definido para os sistemas de suspensão e direção.

O presente trabalho conseguiu definir as etapas do desenvolvimento de uma suspensão para veículos de formula SAE. Iniciando dos conceitos encontrados na literatura, que servem como base para a construção do projeto, realizando modelos analíticos para solução de problemas (transferência de carga, modelamento de pneu, cinemática do sistema de direção) até a validação do modelo em softwares como o ANSYS e ADAMS Car. Outro objetivo atingido pelo trabalho foi a redução de massa das peças simuladas. No geral, foi feito a redução de aproximadamente 4Kg. Com a nova proposta para o sistema de direção, referida no tópico acima, é estimado que haja uma nova redução de massa em torno de 1,5Kg. Se o mesmo processo for utilizado para projetar o veículo com materiais mais caros, como o alumínio 6061 T6, essa redução pode chegar a 8Kg.

Essas etapas descritas nos capítulos acima servirão de guia para futuros projetistas de formula SAE realizarem os seus projetos com um bom nível de acuidade, uma vez que uma robusta combinação de conceitos fundamentais, análises analíticas e análises numéricas foi feita. É observado, também, que ao longo da execução do trabalho, novas ideias para otimização do processo e das peças em si surgiram. Estas, foram destacadas no tópico anterior, e juntamente ao trabalho desenvolvido aqui, deixarão os futuros projetos de suspensão e direção cada vez mais robustos. O desenvolvimento de tecnologias no setor do automobilismo é construído a cada inovação.

7.2 RECOMENDAÇÕES FUTURAS

- No capítulo 5 do presente trabalho, as simulações da suspensão do veículo podem ser ampliadas. O software ADAMS Car permite a modelagem total do veículo, inserindo todos os subsistemas no programa. Deve ser recolhida informações dos subsistemas de *powertrain*, motor, estrutura e suspensão para melhoria do modelamento total.

- Também no capítulo citado há pouco, as simulações da suspensão do veículo foram feitas para corpos rígidos. Pode ser feita uma análise prévia no ANSYS, para obter o perfil de deformação das peças, e inserir esse perfil de deformação no ADAMS Car. Dessa forma, o programa irá considerar os corpos como flexíveis e o projetista terá uma visão mais detalhada do que ocorre com a suspensão ao longo do seu curso. Deve-se ter cuidado, apenas, que tal informação sobrecarregará o processamento dos cálculos, fazendo-se necessário o uso de um computador adequado.
- Após inserir as duas informações acima, o projetista pode fazer um conjunto de simulações de extrema importância para o desempenho do carro nas pistas. O programa ADAMS Car permite que seja construída uma pista e que o modelo do carro completo seja testado nessa pista. Essa simulação é bastante complexa e requer um profundo conhecimento do software. Porém, uma vez feita, pode ser uma ferramenta decisiva para a configuração da melhor geometria de suspensão possível para o veículo.
- No capítulo 6, a cremalheira do sistema de direção pode ser bastante otimizada. Uma grande sugestão é fazer a união de duas peças, ao invés de uma barra inteira de aço. Como foi visto na simulação, com exceção dos dentes da cremalheira, o resto da peça não é muito afetada pelas forças aplicadas. Então, para reduzir significativamente o peso do conjunto, pode ser unido, através de parafusos, uma peça que possua os dentes da cremalheira feita de Aço SAE 4130 e o resto da barra feita de alumínio. Aparentemente não há a necessidade de utilizar um alumínio caro. Porém, uma simulação mais acurada deve ser realizada para analisar a possibilidade de se utilizar este novo conjunto.
- Por último, é recomendado utilizar as informações simuladas como um guia para o projeto da suspensão. Porém, é tão importante quanto, fazer uma análise modal num laboratório de vibrações para verificar o quão próximo da realidade está o modelamento do veículo dentro do software. Uma vez que confirmado, através da análise modal, o modelamento pode ser utilizado como um padrão na construção de novas geometrias.

REFERÊNCIAS

- BASTOW, D.; HOWARD, G.; WHITEHEAD, J. **Car Suspension and Handling**. 4º Ed. Pennsylvania: SAE International, 2004.
- CHAU, E. *Design of an FSAE Suspension System: Design Software Package and Application*. 2009. 98f. Trabalho de Conclusão de Curso - University of Western Australia, Austrália, 2009.
- CORNERS, P. **Back to Basics**. Fev. 2016. Disponível em: <<https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/pats-corner-back-to-basics/>>. Acesso em: 17 out. 2018.
- CORNERS, P. **Rod Ends in Bending**. Mar. 2007. Disponível em: <<https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/pats-column-rod-ends-in-bending/>> Acesso em: 17 out. 2018.
- CORNERS, P. **Some of the Issues a Team Faces When Designing for FSG**. Jul. 2014. Disponível em: <<https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/some-of-the-issues-a-team-faces-when-designing-for-fsg/>> Acesso em: 17 out. 2018.
- FARRINGTON, J. **Redesign of an FSAE Race Car's Steering and Suspension System**. 2011. 181f. Trabalho de Conclusão de Curso - University of Southern Queensland, Austrália, 2003.
- FINALYSON, D. *Design, optimization & development of a FSAE Suspension System*. 2003. 72f. Trabalho de Conclusão de Curso - University of Western Austrália, Austrália, 2003.
- GIARAFFA, M. **Tech Tip: Springs & Dampers, Part Two, Attack of the Units**. Disponível em: <http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/Springs%26Dampers_Tech_Tip_2.pdf> Acesso em: 18 out. 2018.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. **Race Car Vehicle Dynamics**. Pennsylvania: SAE International, 1995.
- NICK, S. *Dynamic analysis of damping system in FS car using ADAMS Multidynamics Simulations*. 2014. 62f. Dissertação de Mestrado - University of Stavanger, Noruega, 2014.
- NUNES, R. *Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo de formula SAE*. 2011. 158f. Trabalho de Conclusão de Curso - Universidade de Brasília – UnB, Brasil, 2011.
- PICADO, R. M. *Avaliação de aplicabilidade do controle semi-ativo de suspensões automotivas*. 1998. 122f. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campina, Brasil, 1998.
- POPA, C. E. *Steering system and suspension design for 2005 formula SAE-A race car*. 2005. 133f. Dissertação de Mestrado - University of Southern Queensland, Austrália, 2005.
- SEWARD, D. **Race Car Design**. Suffolk: Palgrave, 2014.
- SMITH, C. **Tune to win: the art of science of race car development and tuning**. Califórnia: Aero Publishers, 1978.
- STANIFORTH, A. **Competition Car Suspension: design, construction, tuning**. 4º Ed. North Yorkshire: Haynes Publishing, 2006.

APÊNDICE

APÊNDICE A - ANÁLISE DO PNEU NO MATLAB

```

clear all
close all
clc

filename = 'C:\Users\jrafa\Downloads\round6\B1654run19.mat'
load (filename)

K1C1 = find(ET==110.1);
K2C1 = find(ET==122.8);
P1 = mean(K1C1:K2C1);
FZ1 = mean(K1C1:K2C1);
SA1 = (SA(K1C1:K2C1));
FY1R = (FY(K1C1:K2C1));
SplineFitFY1 = fit(SA1, FY1R, 'SmoothingSpline', 'SmoothingParam',0.97);
FY1 = feval(SplineFitFY1,SA1);

%Combination 2: FZ2 P1 C1

K1C2 = find(ET==139.1);
K2C2 = find(ET==151.8);
P2 = mean(K1C1:K2C2);
FZ2 = mean(K1C2:K2C2);
SA2 = (SA(K1C2:K2C2));
FY2R = (FY(K1C2:K2C2));
SplineFitFY2 = fit(SA2, FY2R, 'SmoothingSpline', 'SmoothingParam',0.9);
FY2 = feval(SplineFitFY2,SA2);

%Combination 3: FZ3 P1 C1

K1C3 = find(ET==168.1);
K2C3 = find(ET==180.8);
P3 = mean(K1C3:K2C3);
FZ3 = mean(K1C3:K2C3);
SA3 = (SA(K1C3:K2C3));
FY3R = (FY(K1C3:K2C3));
SplineFitFY3 = fit(SA3, FY3R, 'SmoothingSpline', 'SmoothingParam',0.99);
FY3 = feval(SplineFitFY3,SA3);

%Combination 4: FZ4 P1 C1

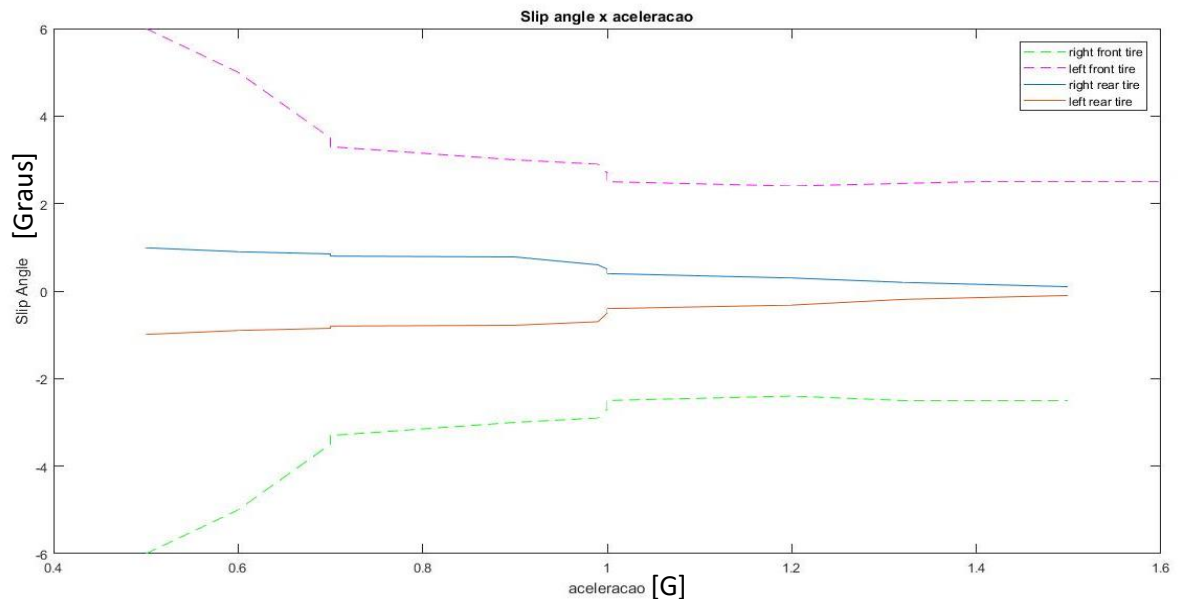
K1C4 = find(ET==197.1);
K2C4 = find(ET==209.7);
P4 = mean(K1C4:K2C4);
FZ4 = mean(K1C4:K2C4);
SA4 = (SA(K1C4:K2C4));
FY4R = (FY(K1C4:K2C4));
SplineFitFY4 = fit(SA4, FY4R, 'SmoothingSpline', 'SmoothingParam',0.99);
FY4 = feval(SplineFitFY4,SA4);

%Combination 5: FZ4 P1 C1

```

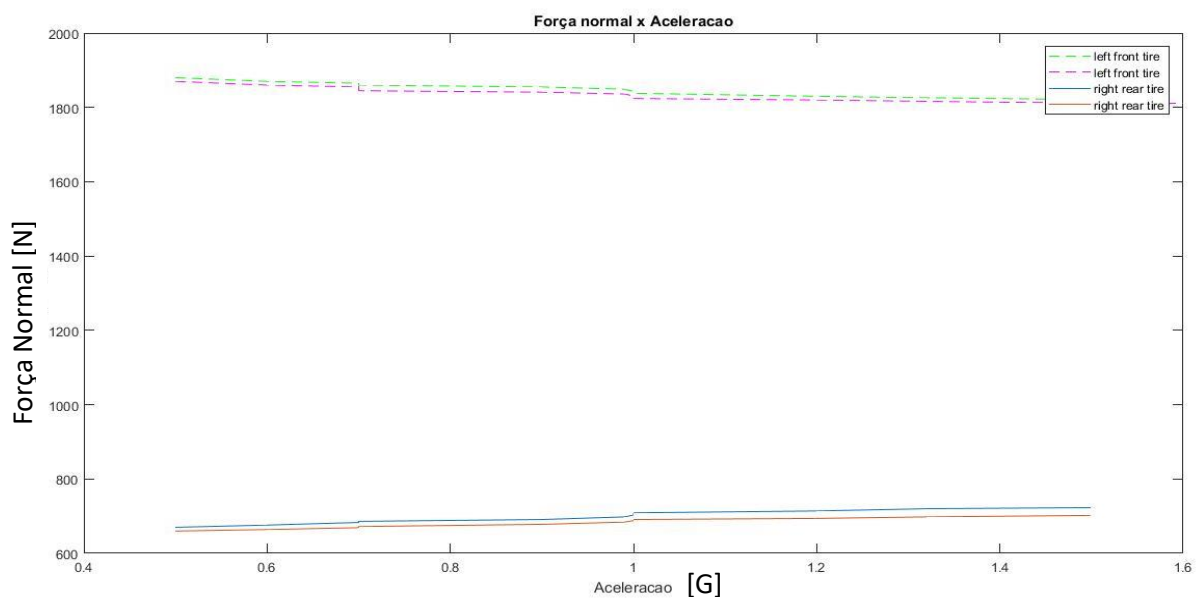

APÊNDICE C – GRÁFICOS

Figura 54 - Simulação de rolagem verificando o slip angle x força lateral



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 55 – Simulação de rolagem verificando força normal x aceleração lateral



Fonte: Elaborada pelo autor